



HAL
open science

Développement et caractérisation statique et dynamique d'un composite sandwich à âme auxétique et à constituants naturels

Khawla Essassi

► **To cite this version:**

Khawla Essassi. Développement et caractérisation statique et dynamique d'un composite sandwich à âme auxétique et à constituants naturels. Mécanique des matériaux [physics.class-ph]. Le Mans Université; École nationale d'ingénieurs de Sfax (Tunisie), 2020. Français. NNT : 2020LEMA1025 . tel-02985186

HAL Id: tel-02985186

<https://theses.hal.science/tel-02985186>

Submitted on 2 Nov 2020

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THESE DE DOCTORAT DE

LE MANS UNIVERSITE
UNIVERSITE BRETAGNE LOIRE
ECOLE DOCTORALE N° 602

Sciences pour l'Ingénieur
Spécialité : « Acoustique »

ET

ECOLE NATIONALE D'INGENIEURS DE SFAX

Sciences pour l'Ingénieur
Spécialité : « mécanique »

Par

Khawla ESSASSI

« Développement et caractérisation statique et dynamique d'un composite sandwich à âme auxétique et à constituants naturels »

Thèse présentée et soutenue à « Sfax », le « 29 Septembre 2020 »

Unité de recherche : Laboratoire d'Acoustique de Le Mans Université (LAUM) et Laboratoire de Mécanique, Modélisation et Productique (LA2MP)

Thèse N° : 2020LEMA1025

Rapporteurs avant soutenance :

Fabrizio Scarpa Professeur des universités, University Walk, Bristol BS8 1TR, United Kingdom
Chokri Bouraoui Professeur des universités, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Sousse

Composition du Jury :

Président :	Mohamed slim Abbas	Professeur des universités, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Sfax
Examineurs :	Elhem Ghorbel	Professeur des universités, Université de Cergy-Pontoise
	Ali Akrouf	Maître de conférences, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tunis
Dir. de thèse :	Jean-Luc Rebiere	Maître de conférences (HDR), Le Mans Université
Co-dir. de thèse :	Anas Bouguecha	Maître de conférences, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Gafsa
	Abderrahim El Mahi	Professeur des universités, Le Mans Université

À ma famille...

Remerciements

Au terme de ces trois années de travail, l'aboutissement de ce mémoire marque la fin d'une période de ma vie, mais aussi le début d'une nouvelle. Je souhaite donc remercier ici toutes les personnes sans qui tout ceci n'aurait pas été possible.

Ce travail de thèse a été effectué dans le cadre d'une collaboration de cotutelle entre le Laboratoire de Mécanique, Modélisation et Productique "LA2MP" de l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Sfax (Tunisie) et le Laboratoire d'Acoustique de l'Université du Mans "LAUM" (France).

*Tout d'abord, Je tiens à remercier vivement mes directeurs de thèse côtés Français, Monsieur **Jean-Luc REBIERE** et Monsieur **Abderrahim EL MAHI**, pour leurs soutiens, leurs disponibilités durant ces trois années ainsi que pour leurs précieux conseils qui ont permis de mener à bien ce travail. Je tiens à exprimer également ma reconnaissance et ma profonde gratitude à mes directeurs de thèse coté Tunisien Messieurs **Mohamed Amine BEN SOUF**, **Anas BOUGUECHA** et **Mohamed HADDAR** pour avoir initié et dirigé ce travail.*

*J'adresse mes remerciements à Monsieur **Mohamed Slim ABBES** pour avoir eu l'amabilité de présider ce jury. Je remercie Monsieur **Chokri BOURAOUI** et Monsieur **Fabrizio SCARPA** pour avoir accepté de rapporter ce travail. De même, je tiens à remercier vivement Monsieur **Ali AKROUT** et Madame **Elhem GHORBEL**, membres de jury, pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce travail en acceptant de l'examiner.*

*Un grand merci à Madame **Isabelle GIMINES** membre du Centre de Transfert de Technologie du Mans pour son aide à la réalisation des observations microscopique en utilisant un Microscope Electronique à Balayage (MEB) au centre CTTM.*

*Je remercie vivement mes parents **Araina** et **Ahmed**, mes sœurs, mes frères, et tous les autres membres de ma famille pour leur soutien indéfectible et leurs encouragements, sans quoi ce travail n'aurait pu voir le jour. Votre présence est parmi les piliers fondateurs de ce que je suis maintenant. Je voudrais adresser un remerciement particulier à la personne qui a été toujours là pour moi, par son soutien inestimable et sa patience indéfectible surtout pendant mes périodes de stress. Merci pour le temps que tu as consacré à m'aider dans la rédaction et merci pour ta présence.*

Résumé

Durant ces dernières années, les matériaux composites bio sourcés sont utilisés dans différents secteurs industriels suite à leurs intérêts environnementaux. L'utilisation d'une matrice biologique renforcée par des fibres végétales permet d'améliorer non seulement la protection environnementale mais aussi les performances mécaniques. D'autre part, les structures auxétiques ont émergé pour leurs hautes propriétés spécifiques performantes et surtout leurs grandes capacités d'absorption énergétique. Dans ce cadre, cette étude propose l'élaboration d'un matériau composite sandwich à âme auxétique en nid d'abeilles ré-entrantes et à constituant purement naturel. Cette structure a été élaborée par la méthode de fabrication additive. D'abord, le comportement statique en traction des peaux est analysé. Les caractéristiques élastiques des éprouvettes imprimées suivant différentes directions sont déterminées. Par la suite, les propriétés mécaniques des âmes auxétiques en traction, en compression ainsi que celles des sandwiches en flexion et indentation ont été étudiées. Une analyse des mécanismes d'endommagement au cours des essais d'indentation est effectuée en utilisant la technique de l'émission acoustique. Ensuite, des essais expérimentaux et des modèles analytiques (et éléments finis) ont été menés pour déterminer le comportement en fatigue des sandwiches. Enfin, une étude du comportement vibratoire de la peau, d'âmes et des sandwiches est réalisée suite à une étude expérimentale et numérique par éléments finis. L'effet de chaque composant dans l'amortissement global est discuté.

Table des matières

Liste des figures	V
Liste des tableaux.....	IX
Nomenclature	X
Introduction générale	1
A. Annexe : Modélisation analytique	135
A.1. Les constantes de forces.....	135
A.1.1. La constante de force de flexion.....	135
A.1.2. La constante de force d'étirement.....	136
A.1.3. La constante de force d'articulation	136
A.2. Les modèles analytiques simples.....	137
A.2.1. Le modèle de flexion.....	137
A.2.2. Le modèle d'articulation	140
A.2.3. Le modèle d'étirement.....	144
A.3. Modèle analytique simultané	148
Chapitre 1 : Etude bibliographique	5
1.1 Introduction	7
1.2 Définition et architectures des matériaux composites.....	7
1.3 Les matériaux composites stratifiés	8
1.3.1 Les renforts	9
1.3.2 Les matrices	11
1.4 Les structures sandwiches	12
1.4.1 Définition.....	12
1.4.2 Les peaux du sandwich	13
1.4.3 L'âme du sandwich.....	13
1.5 Procédés de mise en œuvre.....	14
1.5.1 Procédés de mise en œuvre des stratifiés	14
1.5.2 Procédés de mise en œuvre des sandwiches	15
1.6 La fabrication additive	16
1.7 La structure composite sandwich en nid d'abeilles.....	18
1.7.1 Historique du nid d'abeille.....	19

1.7.2	Géométrie d'une cellule en nid d'abeilles hexagonales conventionnelles et ré-entrantes ¹⁹	
1.7.3	Fabrication du nid d'abeille.....	20
1.7.4	Homogénéisation des nids d'abeilles.....	22
1.8	Comportement des sandwichs à âme auxétique.....	23
1.8.1	Comportement mécanique en statique.....	23
1.8.2	Comportement vibratoire.....	26
1.9	Analyse et suivis des mécanismes d'endommagement des matériaux composites	27
1.9.1	Analyse des mécanismes d'endommagement	27
1.9.2	Détection et suivie des mécanismes d'endommagement en utilisant la méthode d'émission acoustique	29
1.10	Conclusion.....	30
Chapitre 2 : Sélection et caractérisation quasi-statique des constituants du sandwich		31
2.1	Introduction	33
2.2	Méthodologie de sélection	33
2.2.1	Choix des fibres.....	34
2.2.2	Choix de la matrice.....	36
2.3	Choix de l'âme et paramétrage.....	38
2.3.1	Choix de l'âme.....	38
2.3.2	Paramétrage.....	38
2.4	Choix d'un procédé de mise en œuvre	39
2.5	Caractérisation générale de la microstructure	41
2.6	Comportement mécanique en traction	42
2.6.1	Protocole expérimental	42
2.6.2	Présentation du modèle éléments finis	43
2.6.3	Modèle analytique	44
2.6.4	Caractérisation mécanique des peaux.....	45
2.6.5	Caractérisation mécanique de l'âme	46
2.7	Comportement mécanique en compression	48
2.7.1	Protocole expérimental	48
2.7.2	Résultats des essais de compression	49
2.8	Conclusion.....	53
Chapitre 3 : Caractérisation quasi-statique des poutres sandwichs.....		55
3.1	Introduction	57
3.2	Comportement mécanique en flexion.....	57

3.2.1	Protocole expérimental	58
3.2.2	Présentation du modèle éléments finis	59
3.2.3	Résultats des essais de flexion	60
3.2.4	Etude du comportement élastique	61
3.2.5	Identification et prédiction des modes de rupture.....	65
3.3	Comportement à l'indentation	67
3.3.1	Protocole expérimental	67
3.3.2	Evolution des propriétés mécaniques.....	67
3.3.3	Energie dissipée	69
3.4	Analyse de l'endommagement par émission acoustique	70
3.4.1	Protocole expérimental	70
3.4.2	Résultats de la classification	72
3.4.3	Synthèse et discussion	77
3.5	Conclusion.....	82
Chapitre 4 : Analyse du comportement mécanique en fatigue des composites sandwichs		85
4.1	Introduction	87
4.1.1	Comportement des composites biosourcés en fatigue	87
4.1.2	Comportement des formes auxétiques en fatigue	88
4.1.3	Protocole expérimental	89
4.2	Etude expérimentale du comportement dynamique des sandwichs	90
4.2.1	Evolution des propriétés mécaniques.....	90
4.2.2	Cycle d'hystérésis.....	92
4.2.3	Energie dissipée	93
4.2.4	Amortissement en fatigue	96
4.2.5	Durée de vie	97
4.3	Etude analytique du comportement dynamique des sandwichs	99
4.3.1	Développement du modèle analytique	99
4.3.2	Prédiction de la durée de vie	101
4.3.3	Prédiction d'endommagement.....	102
4.4	Conclusion.....	103
Chapitre 5 : Comportement dynamique des composites sandwichs et de ses constituants		105
5.1	Introduction	107
5.1.1	Forme auxétique et vibration	107
5.1.2	Différentes méthodes d'analyse modale	109
5.1.3	Mesure de l'amortissement par la méthode de la bande passante à -3 dB.....	110

5.1.4	Protocole expérimental	111
5.2	Etude expérimentale du comportement vibratoire des constituants	112
5.2.1	Comportement vibratoire des peaux.....	113
5.2.2	Comportement vibratoire des âmes.....	113
5.3	Etude expérimentale du comportement dynamique des sandwiches	117
5.3.1	Influence des peaux sur le comportement des formes auxétique	117
5.3.2	Influence de la configuration de l'âme	118
5.3.3	Influence du nombre de cellule d'âme	119
5.3.4	Influence de l'épaisseur de l'âme	120
5.4	Analyse par éléments finis du comportement dynamique des sandwiches	121
5.4.1	Présentation du modèle éléments finis	122
5.4.2	Détermination des fréquences propres.....	122
5.4.3	Calcul des énergies élastiques	124
5.4.4	Détermination des amortissements modaux	125
5.4.5	Résultats numériques et validation par les données expérimentales.....	126
5.5	Conclusion.....	128
	Conclusion générale.....	131
	Références	152

Liste des figures

Figure A. 1 Déformation des parois des cellules sous la flexion et la rotation	138
Figure A. 2 Déformation des parois des cellules sous l'effet d'une articulation	142
Figure A. 3 Déformation des parois des cellules sous l'effet d'un étirement.....	146
Figure 1.1 Différentes architectures de matériaux composites : a) composite chargé, b) composite fibres courtes, c) composite stratifié à plis unidirectionnels et d) structure sandwich [2].	8
Figure 1.2 Exemple d'architectures de renfort : a) taffetas, b) sergé et c) tissu quasi-unidirectionnel [3].	9
Figure 1.3 Fibres naturelles courantes [7].	10
Figure 1.4 Processus d'impression 3D [53].	17
Figure 1.5 Géométrie des cellules en nid d'abeilles et système de coordonnées utilisées dans les modèles analytiques pour les structures (a) conventionnelles et (b) ré-entrantes [75].	20
Figure 1.6 Procédé de fabrication de l'âme en nid d'abeilles : (a) processus d'ondulation ; (b) processus d'expansion ; (c) impression 3D [78].	21
Figure 1.7 Déformation d'une structure auxétique en traction [87].	24
Figure 1.8 Evolution de la force en fonction du déplacement de la structure auxétique [88].	24
Figure 1.9 Caractéristique des sandwichs avec différentes structures d'âme [90].	25
Figure 1.10 La réponse et l'initiation/l'évolution des dommages pendant l'essai d'indentation [97].	26
Figure 1.11 Facteur de perte des nids d'abeilles auxétique et module d'Young pour le chargement dans les directions (a) X et (b) Y [106].	27
Figure 1.12 Mécanismes de rupture observés dans un composite stratifié [109, 110].	28
Figure 1.13 Modes de rupture dans les structures sandwichs (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 [115].	28
Figure 2.1 Structure d'une fibre élémentaire, d'après Bourmaud et al. [131].	34
Figure 2.2 Carte de sélection des fibres de renfort [2].	35
Figure 2.3 Différents types de matrices et leurs biodégradabilités [130].	36
Figure 2.4 La forme de l'âme en nid d'abeille ré-entrante.	38
Figure 2.5 (a) Les paramètres de l'âme, (b) les quatre configurations d'âme.....	39
Figure 2.6 (a) Bobine en PFF, (b) La machine d'impression 3D.	40
Figure 2.7 Photo MEB des filaments en PFF : a) avant impression ; b) après impression.	42
Figure 2.8 Sens d'impression des altères.....	42
Figure 2.9 Dispositif expérimental de traction.	43
Figure 2.10 Géométrie d'une structure auxétique et conditions aux limites.....	43
Figure 2.11 Courbes contraintes-déformations des altères en PFF imprimées suivant : a) l'axe X ; b) l'axe Y ; c) l'axe Z et d) comparaison.	46
Figure 2.12 Les caractéristiques mécaniques des structures auxétiques pour différents nombres de cellule en largeur : a) 1 cellule ; b) 2 cellules ; c) 3 cellules et d) 4 cellules.	47
Figure 2.13 Résultats expérimentaux, analytiques et numériques du : a) coefficient de Poisson et b) module d'Young des différentes configurations de la structure auxétique.	48
Figure 2.14 Dispositif expérimental de compression.	49
Figure 2.15 Courbe de comportement en compression d'une âme d'épaisseur 5 mm avec 1 cellule en largeur.	50
Figure 2.16 Module de compression pour différentes configurations d'âme auxétique.	50
Figure 2.17 Courbe force/déplacement des essais de compression des âmes pour différents nombre de cellules en largeur et une épaisseur de 5 mm.	50

Figure 2.18 Courbe force/déplacement des essais de compression de l'âme avec 1 cellule en largeur pour différentes épaisseurs.	50
Figure 2.19 Evolution de l'énergie dissipée pour différentes configurations d'âmes.	51
Figure 2.20 Evolution de la force maximale en fonction du nombre de cellules pour différentes épaisseurs.	52
Figure 2.21 Processus d'endommagement des âmes auxétiques avec différentes épaisseurs : a) 5 mm ; b) 10 mm ; c) 15 mm.	52
Figure 3.1 Dispositif expérimental de flexion 3-points.	58
Figure 3.2 Modèle éléments finis du flexion 3-points : a) conditions aux limites, b) maillage.	59
Figure 3.3 Courbe de convergence de maillage du sandwich avec 2 cellules en largeur.	59
Figure 3.4 Courbes charge/déflexion des essais de flexion 3-points réalisés sur des sandwiches avec différents nombres de cellule en largeur : a) 1 cellule ; b) 2 cellules ; c) 3 cellules et d) 4 cellules.	60
Figure 3.5 Comparaison des caractéristiques en flexion expérimentaux et numériques pour des sandwiches avec différents nombres de cellule en largeur.	61
Figure 3.6 Evolution du rapport $P/(Wd)$ en fonction du carré de la distance entre appuis pour les quatre configurations.	62
Figure 3.7 Propriétés des constituants du sandwich déduites des essais de flexion : a) module d'Young des peaux et b) module de cisaillement des âmes.	63
Figure 3.8 Comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux déduits analytiquement des sandwiches pour différents nombres de cellule en largeur : a) 1 cellule ; b) 2 cellules ; c) 3 cellules et d) 4 cellules.	64
Figure 3.9 Propriétés mécaniques de la structure sandwich.	66
Figure 3.10 Suivi de la rupture par flexion du sandwich.	66
Figure 3.11 Dispositif expérimental utilisé pour les essais d'indentation.	68
Figure 3.12 Courbe force/déplacement des essais d'indentation des sandwiches avec différents nombre de cellules et une épaisseur d'âme de 5 mm.	68
Figure 3.13 Courbe force/déplacement des essais d'indentation des sandwiches avec différentes épaisseurs d'âme et une cellule en largeur.	69
Figure 3.14 Evolution de l'énergie dissipée pour une épaisseur d'âmes de 10 mm.	70
Figure 3.15 Evolution de la force en fonction du déplacement et l'énergie dissipée pour le sandwich d'épaisseur 10 mm avec 1 cellule en largeur.	70
Figure 3.16 Dispositif d'essais et de suivi par émission acoustique.	71
Figure 3.17 Principaux paramètres d'une salve d'émission acoustique.	72
Figure 3.18 Recherche du nombre de classes minimisant le critère R_{ij}	72
Figure 3.19 Analyse des données d'émission acoustique pour un sandwich à 1 cellule en largeur : a) représentation des évènements en Amplitude/Temps, b) chronologie d'apparition et évolution des classes et c) analyse en composantes principales.	74
Figure 3.20 Analyse des données d'émission acoustique pour un sandwich à 2 cellules en largeur : a) représentation des évènements en Amplitude/Temps, b) chronologie d'apparition et évolution des classes et c) analyse en composantes principales.	74
Figure 3.21 Analyse des données d'émission acoustique pour un sandwich à 3 cellules en largeur : a) représentation des évènements en Amplitude/Temps, b) chronologie d'apparition et évolution des classes et c) analyse en composantes principales.	75
Figure 3.22 Analyse des données d'émission acoustique pour un sandwich à 4 cellules en largeur : a) représentation des évènements en Amplitude/Temps, b) chronologie d'apparition et évolution des classes et c) analyse en composantes principales.	75

Figure 3.23 Analyse des données d'émission acoustique pour un sandwich à 2 cellules en largeur et une épaisseur d'âme de 10 mm : a) représentation des évènements en Amplitude/Temps, b) chronologie d'apparition et évolution des classes et c) analyse en composantes principales.	77
Figure 3.24 Analyse des données d'émission acoustique pour un sandwich à 2 cellules en largeur et une épaisseur d'âme de 15 mm : a) représentation des évènements en Amplitude/Temps, b) chronologie d'apparition et évolution des classes et c) analyse en composantes principales.	77
Figure 3.25 Caractéristiques moyennes des trois classes obtenues.....	78
Figure 3.26 Distributions des propriétés des quatre classes d'EA : a) Amplitude, b) Energie, c) Durée, d) Nombre de coups au pic et e) Temps de montée.	79
Figure 3.27 Contribution des mécanismes d'endommagement pour les quatre configurations.....	80
Figure 3.28 Observation macroscopique et au MEB des modes d'endommagement des sandwiches.	82
Figure 4.1 Courbes représentatives de l'évolution du rapport F/F_0 en fonction du nombre de cycles pour différents niveaux de chargement r et pour différents nombre de cellules d'âmes en largeur : a) 1 cellule; b) 2 cellules; c) 3 cellules et d) 4 cellules.	91
Figure 4.2 Evolution de la charge en fonction du nombre de cycles pour différents nombres de cellules d'âmes et pour un niveau de chargement $r=80\%$	92
Figure 4.3 Evolution des cycles d'hystérésis pour un niveau de chargement $r=80\%$ et pour différents nombres de cellules d'âmes en largeur : a) 1 cellule ; b) 2 cellules ; c) 3 cellules et d) 4 cellules.....	93
Figure 4.4 Représentation d'un cycle d'hystérésis	94
Figure 4.5 Evolution de l'énergie dissipée en fonction du nombre de cycles pour différents niveaux de chargement et pour différents nombres de cellules d'âmes en largeur : a) 1 cellule ; b) 2 cellules ; c) 3 cellules et d) 4 cellules.	95
Figure 4.6 Evolution de l'énergie dissipée en fonction du nombre de cycles pour différents nombres de cellules d'âmes et pour un niveau de chargement $r=85\%$	96
Figure 4.7 Evolution du facteur de perte en fonction du nombre de cycles pour différents niveaux de chargement et pour différents nombres de cellules d'âmes en largeur : a) 1 cellule ; b) 2 cellules ; c) 3 cellules et d) 4 cellules.	97
Figure 4.8 Evolution du facteur de perte en fonction du nombre de cycles pour différents nombres de cellules d'âmes et pour un niveau de chargement $r=85\%$	98
Figure 4.9 Courbe de Wöhler pour les différentes configurations testées.	99
Figure 4.10 Les coefficients des fonctions d'interpolation dans les sandwiches avec différents nombres de cellules d'âmes en largeur.	100
Figure 4.11 Courbes de Wöhler expérimentales et analytiques des sandwiches pour différentes nombre de cellules d'âmes en largeur : a) 1 cellule ; b) 2 cellules ; c) 3 cellules et d) 4 cellules.	102
Figure 4.12 Evolution du paramètre d'endommagement des sandwiches pour différents nombre de cellules d'âmes en largeur : a) 1 cellule ; b) 2 cellules ; c) 3 cellules ; d) 4 cellules et e) toutes les structures.	103
Figure 5.1 Vue de dessus et de côté de : (a) la configuration W, (b) la configuration L.....	109
Figure 5.2 Exemple de FRF d'une poutre sandwich. a) Diagramme et Bode et b) représentation du mode 2 dans le plan de Nyquist [2].	109
Figure 5.3 (a) Paramètres du cercle d'interpolation pour la méthode de Circle-Fitting, (b) Illustration de la méthode de la bande passante [2].	110
Figure 5.4 Méthode de la bande passante à (-3 dB).....	111
Figure 5.5 a) dispositif expérimental d'analyse modale, b) éprouvette encasté-libre.....	112
Figure 5.6 Propriétés dynamiques des peaux : a) facteurs de perte et b) modules d'Young.....	113
Figure 5.7 Propriétés dynamiques de l'âme auxétique en cisaillement.....	115

Figure 5.8 Influence de la densité de l'âme sur l'amortissement.	115
Figure 5.9 Variation de l'amortissement en fonction de la densité de la structure auxétique.	116
Figure 5.10 Variation de l'amortissement des configurations L et W de la structure auxétique.	117
Figure 5.11 Variation de l'amortissement du sandwich et de ces constituants.	118
Figure 5.12 Propriétés dynamiques des sandwichs : a) facteur de perte, b) rigidité équivalente. ...	118
Figure 5.13 Propriétés dynamiques des sandwichs : a) facteur de perte, b) rigidité équivalente. ...	119
Figure 5.14 Variation des propriétés dynamiques des sandwichs en fonction de la densité : a) facteur de perte, b) rigidité équivalente.	120
Figure 5.15 Influence de l'épaisseur de l'âme sur : a) le facteur de perte, b) la rigidité équivalente des poutres sandwichs à 2000 Hz.	121
Figure 5.16 (a) Illustration schématique de la structure sandwich avec les conditions aux limites et (b) sandwich maillé.	122
Figure 5.17 Déformées modales des 4 premiers modes de flexion.	123
Figure 5.18 Comparaison des résultats expérimentaux et numériques des fréquences propres en fonction du nombre de cellules.	123
Figure 5.19 Fraction de l'énergie élastique dans les différentes directions.	125
Figure 5.20 Comparaison des facteurs de perte expérimentaux et numériques pour des sandwichs avec différentes nombre de cellules d'âme en largeur : a) 1 cellule, b) 2 cellules, c) 3 cellules, d) 4 cellules.	127
Figure 5.21 Fraction d'énergie dissipée par les peaux et l'âme dans la configuration-L avec différentes densités de l'âme.	128
Figure 5.22 Fraction d'énergie dissipée par les peaux et l'âme pour les deux configurations L et W.	128

Liste des tableaux

Tableau 1.1 Propriétés élastiques du nid d'abeilles [83].	23
Tableau 1.2 Caractéristique des signaux acoustiques d'un composites à fibres courtes [125].	29
Tableau 1.3 Caractéristiques des signaux acoustiques des poutres sandwiches [127, 128].	30
Tableau 2.1 Propriétés principales des fibres de lin [137, 138].	36
Tableau 2.2 Propriétés principales de la matrice en PLA [149].	37
Tableau 2.3 Les paramètres de la forme auxétique.	39
Tableau 2.4 Propriétés mécaniques des altères déduites des essais de traction.	46
Tableau 3.1 Propriétés élastiques des sandwiches suite aux essais de flexion.	62
Tableau 3.2 Contrainte à la rupture par compression de la peau supérieure et par cisaillement de l'âme déduites des essais de flexion 3-points.	65
Tableau 3.3 Caractéristiques des signaux acoustiques [127, 164]	72
Tableau 4.1 Paramètres expérimentaux des essais de fatigue.	90
Tableau 4.2 Les paramètres analytiques	101

Nomenclature

PLA	Acide polylactique
PFF	Acide polylactique renforcée par des fibres de Lin
PET	Polyéthylène téréphtalate
PP	Polypropylène
PE	Polyéthylène
PS	Polystyrène
FA	Fabrication additive
3D	Tridimensionnel
CAO	Conception assistée par ordinateur
STL	Fichier de stéréolithographie
One-shot	Une seule opération
t_e	Taille d'éléments
h	Longueur des parois verticales de la cellule unitaire
l	Longueur des parois inclinées de la cellule unitaire
t	L'épaisseur des parois cellulaires
θ	L'angle d'inclinaison des parois inclinées
b	Largueur de l'éprouvette
e_p	Epaisseur des peaux
e_a	Epaisseur de l'âme
α	Rapport d'aspect
E	Module d'Young
E_s	Module d'Young du matériau de base
E_p	Module d'Young des peaux
G_s	Module de cisaillement du matériau de base
G_a	Module de cisaillement de l'âme
ρ_s	Densité des cellules auxétiques
ρ	Densité du matériau de base
ν_{xy}	Coefficient de Poisson de la structure auxétique
R_e	Résistance élastique à la traction

σ_u	Contrainte ultime
ε_u	Déformation plastique ultime
ε_y	Déformation élastique ultime
σ_p	Contrainte à la rupture des peaux
τ_a	Contrainte à la rupture par cisaillement des âmes
W	La déflexion
P	Charge appliquée
d	Distance entre appuis en flexion
D	Rigidité équivalente en flexion
N	Rigidité équivalente en cisaillement
K_b	Coefficient de déviation en flexion
K_s	Coefficient de déviation en cisaillement
D_i	Contribution de l'endommagement
E_i	Energie acoustique cumulée du chaque mécanisme d'endommagement
E_t	Energie acoustique globale
E_p	Energie potentielle
E_d	Energie dissipée
E_r	Energie restituée
R	Taux de chargement
r	Niveau de chargement
d_{min}	Déplacement minimal
d_{max}	Déplacement maximal
d_{moy}	Déplacement moyen
d_{amp}	Amplitude de déplacement
d_{rup}	Déplacement à la rupture en statique
F	Charge maximale
F_0	Charge des premiers cycles
F_{max}	Charge maximale
N_r	Nombre de cycles à la rupture
N_α	Nombre de cycles critique
η	Facteur de perte
f_i	Fréquence de résonance du mode i

$(EI)_{eq}$	Rigidité équivalente
FRF	Fonction de réponse en fréquence
LVDT	Transducteur différentiel variable linéaire
EA	Emission acoustique
CND	Contrôle non destructif
MEB	Microscope Electronique à Balayage
VBT	Technique du faisceau de vibrations
k-moyennes	Méthode des centres mobiles
PDT	Temps du pic d'amplitude
HDT	Bout d'une salve
HLT	Temps mort à la fin d'une salve
R_{ij}	Coefficient de Davies et Bouldin
ACP	Analyse en composantes principales
ASTM D638	Méthode d'essai standard des propriétés de traction des plastiques
ASTM C365	Méthodes d'essai standard des propriétés de compression des sandwiches
ASTM E756e98	Méthode d'essai standard pour mesurer les propriétés d'amortissement des vibrations Matériaux

Introduction générale

Durant ces dernières années, les matériaux composites sont de plus en plus utilisés dans différents domaines d'application tels que l'automobile, l'aéronautique, le génie civil, le sport et les loisirs. En effet, les propriétés mécaniques des matériaux composites associées à leur faible poids leur permettent de remplir plusieurs fonctions. Ces matériaux sont généralement constitués des matrices polymères et des renforts fibreux. Les structures sandwiches, un type de matériau composite, sont constituées d'une âme légère située entre deux peaux rigides et résistantes. L'âme permet d'accroître le moment quadratique de la structure ce qui mène à augmenter sa rigidité et sa résistance en flexion. Ces matériaux possèdent également des bonnes propriétés d'amortissement des vibrations, d'isolation thermique et acoustique. Progressivement, les éco-composites apparaissent comme une alternative à ceux synthétiques afin de répondre aux exigences environnementales et écologiques. Les composites constitués d'une matrice biologique renforcé par des fibres naturelles, plus précisément des fibres de lin, ont présenté des propriétés mécaniques spécifiques du même ordre que celles des composites renforcés par des fibres synthétiques. De plus, la fin de vie de ces matériaux est envisageable en utilisant les méthodes de recyclabilité ou de la biodégradabilité.

Dans toute conception de système dynamique, l'amortissement et l'absorption de l'énergie sont des aspects primordiaux. Les préoccupations industrielles sont orientées vers l'utilisation des structures auxétiques constituées de cellules périodiques. Elles sont connues et décrites dans la littérature comme des matériaux à coefficient de Poisson négatif. Ces matériaux peuvent absorber une grande quantité d'énergie et possèdent particulièrement des bonnes résistances à la rupture. L'objectif de ce travail de thèse consiste à tirer parti des propriétés dissipatives élevées des structures auxétiques, des propriétés d'amortissement élevées des fibres de lin et des performances spécifiques des composites sandwiches. Dans ce contexte, différentes analyses en statique, fatigue et vibration ont été réalisées sur des composites sandwiches en acide polylactique (PLA) renforcés par des fibres de lin avec une âme auxétique en nid d'abeilles ré-entrant. La technique d'impression 3D a été utilisée comme un procédé de mise en œuvre puisqu'elle permet l'identification du modèle avec l'éprouvette et elle diminue largement les défauts dus à la méthode de fabrication.

Le premier chapitre propose une étude bibliographique permettant de présenter les matériaux composites, les structures sandwichs ainsi que les formes auxétiques. Tout d'abord, une synthèse des différents types de matrices, de renforts et d'âmes ainsi que les différents procédés de fabrication existants est présentée. Différents travaux de recherche développés sur les structures auxétiques, particulièrement les nids d'abeilles ré-entrantes sont proposés. Par ailleurs, les mécanismes d'endommagement des composites sont décrits. L'utilisation de la technique d'émission acoustique comme moyen de détection et de suivi des endommagements est exposée.

Le deuxième chapitre présente la méthodologie de sélection des différents constituants de la structure sandwich étudiée. Ainsi, l'acide polylactique renforcé par des microfibrilles de lin (PFF) sous forme de filaments dédié à la fabrication additive a été choisi pour la construction des peaux, des âmes ainsi que toute la structure sandwich. Le matériau choisi est 100 % biosourcé et biodégradable. La forme du nid d'abeilles ré-entrantes est sélectionnée pour la réalisation de l'âme. Ces structures sont fabriquées en utilisant le procédé d'impression 3D. De plus, ce chapitre présente une analyse du comportement en traction des peaux afin de déterminer les propriétés élastiques et ultimes du matériau de construction. Le matériau a présenté un comportement élastoplastique. Par la suite, une étude expérimentale, analytique et numérique du comportement de l'âme auxétique en traction est présentée. Les propriétés élastiques ainsi que le coefficient de Poisson ont été déterminés. La structure auxétique a donné un coefficient de Poisson négatif comme prévu. Des analyses complémentaires en compression quasi-statique sont effectuées pour déterminer son comportement suite à une telle sollicitation ainsi que sa capacité à dissiper de l'énergie.

Le troisième chapitre se focalise sur l'étude quasi-statique du comportement en flexion et l'indentation des poutres sandwichs. Ces deux sollicitations présentent un des principaux modes de chargement de ce type de structure. Dans un premier temps, plusieurs configurations de poutres sandwichs à âme auxétique sont testées en flexion trois-points. Une attention particulière est portée sur l'étude des propriétés élastiques en flexion. De plus, une modélisation analytique de la rupture ainsi qu'une étude numérique sont proposées dans le but de prédire les résultats expérimentaux. Par ailleurs, la réponse des poutres sandwichs soumises à une sollicitation d'indentation locale est étudiée. L'objectif est d'analyser l'influence du nombre de cellules de l'âme et de l'épaisseur sur la réponse de la structure. Ces essais ont été suivis au moyen de la technique d'émission acoustique. Les principaux mécanismes d'endommagement

ont été détectés et analysés. D'autre part, des observations macro et microscopiques des faciès de rupture ont été réalisées.

Le quatrième chapitre traite la durabilité des structures sandwiches bio sourcées étudiées. Des essais de flexion trois-points en fatigue cyclique sont effectués. Les essais de fatigue sont réalisés en contrôlant le déplacement avec différents niveaux de chargement. La durée de vie de ces éco-composites est quantifiée. Par ailleurs, l'évolution de l'endommagement est traitée en suivant la charge, la quantité d'énergie dissipée ainsi que le facteur de perte en fonction du nombre de cycles. De plus, une modélisation analytique est effectuée dans le but de déterminer l'évolution de l'endommagement au cours de l'essai. Une bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et analytiques est observée. Une étude de l'influence du nombre de cellules sur les propriétés en fatigue est présentée.

Le cinquième chapitre présente les résultats d'une analyse expérimentale et par éléments finis du comportement en vibration des peaux, des âmes et des structures sandwiches. Des essais d'analyses modales sont menés dans le cas de vibration en configuration encastree-libre en flexion de poutres. Les poutres sont excitées au moyen d'un marteau d'impact à côté de l'encastrement et la réponse est détectée à côté de l'extrémité libre au moyen d'un vibromètre laser. L'étude a permis de mesurer les fréquences propres, le module d'Young ainsi que l'amortissement modal du matériau. Deux types de configurations d'âme, la configuration L et W, trois épaisseurs et quatre densités d'âmes sont testés. Enfin, une étude par éléments finis est développée. Cette étude a permis de mettre en évidence la contribution des différents constituants dans la réponse globale des sandwiches. Celui-ci permet d'évaluer le comportement vibratoire des structures sandwiches tout en considérant les propriétés viscoélastiques des différents constituants.

Enfin de ce manuscrit de thèse, les différents résultats obtenus sont synthétisés dans la conclusion générale dont on propose un certain nombre de perspectives.

Chapitre 1 : Etude bibliographique

Résumé

Ce chapitre présente une synthèse bibliographique des matériaux composites et à structures auxétiques à travers une description des différents constituants existants. Dans un premier temps, les notions des éco-composites sont introduites. Les différents types des renforts et des matrices utilisables ainsi que les structures sandwiches sont présentés. Ensuite, les structures auxétiques, plus précisément les structures en nids d'abeilles ré-entrantes, sont étudiées. D'autre part, une revue de la littérature sur les différents procédés de fabrication des composites et des sandwiches est réalisée. Le cas particulier de la fabrication des sandwiches à âme auxétique est aussi abordé.

1.1 Introduction

Les matériaux composites ont présenté une bonne alternative aux matériaux métalliques dans l'industrie de transport et aérospatiale en raison de ses caractéristiques mécaniques élevées associées à un faible poids. Ces matériaux sont constitués généralement d'une matrice polymère et un renfort fibreux. Pour des raisons écologiques et environnementales, les éco-composites suscitent plus d'intérêt et limitent l'utilisation des composites à base des fibres synthétiques. En effet, l'objectif de cette étude est en particulier de développer des éco-composites sandwiches à âme en nid d'abeilles ré-entrantes et d'étudier leurs comportements mécaniques.

Dans ce chapitre, une étude de la littérature des matériaux composites et leurs constituants (fibres et matrices) est présentée. Les formes auxétiques sont présentées ainsi que les différents procédés de mise en œuvre des composites stratifiés et sandwiches. Ensuite, l'influence des structures auxétiques sur les propriétés des sandwiches a été étudiée. Enfin, l'accent a été mis sur une synthèse bibliographique concernant les caractéristiques les plus pertinentes de la structure en nid d'abeilles réentrants à utiliser dans les sandwiches.

1.2 Définition et architectures des matériaux composites

Un matériau composite est un assemblage de matériaux non miscibles. La combinaison sert à constituer un nouveau matériau possédant des propriétés mécaniques spécifiques supérieures à celles de chaque composant considéré individuellement. Les matériaux composites sont en cours de valorisation. Les matériaux composites utilisent aujourd'hui des constituants naturels. Par exemple, les premières briques ont été constituées d'un assemblage de terres, d'eau et des éléments végétaux comme de la paille. Les bétons aussi présentent un exemple de composites (ciment, sable, graviers, etc.) renforcés par des armatures métalliques formant ainsi le béton armé.

Les composites ont été délaissés suite à la révolution industrielle, en laissant place à la métallurgie. Ensuite, ils sont revenus pour répondre aux problématiques d'allègement des structures aéronautiques. Les matériaux synthétiques ont été utilisés (résines époxydes, fibres de carbone et de verre, etc.). Ensuite, les problèmes de pollutions environnementales ont encouragé l'utilisation des matériaux de ressources biologiques ce qui a donné naissance aux éco-composites.

Selon les types de renforts et de matrices choisis, différentes architectures de matériaux composites peuvent être réalisées. La Figure 1.1 présente quatre configurations fréquemment utilisées. Chaque configuration possède des performances et des propriétés mécaniques différentes. L'orientation des fibres joue un rôle important sur les performances du matériau.

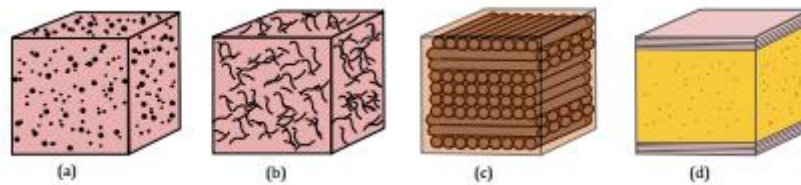


Figure 1.1 Différentes architectures de matériaux composites : a) composite chargé, b) composite fibres courtes, c) composite stratifié à plis unidirectionnels et d) structure sandwich [2].

Les charges sont généralement utilisées pour améliorer l'adhérence fibre/matrice [2]. Elles sont parfois utilisées afin d'ajouter des propriétés particulières au composite comme les pigments de coloration. Les fibres courtes sont généralement utilisées afin d'augmenter les performances du composite. Selon la taille des fibres, les caractéristiques peuvent être améliorées jusqu'à 30 % par rapport à celles de la matrice d'origine non chargée. Dans ce cas, le matériau peut être considéré comme "quasiment" isotrope. Un composite stratifié est constitué d'un assemblage de différents plis superposés avec des orientations potentiellement différentes. Par conséquent, on peut améliorer certaines directions en adaptant la séquence d'empilement. Les plis peuvent être multidirectionnels ou unidirectionnels. Ce dernier présente les caractéristiques mécaniques les plus élevées pour des taux de fibres supérieurs à 50 % [2]. Finalement, on trouve les structures sandwichs qui sont adaptées à la fabrication des matériaux à hautes propriétés spécifiques (propriétés mécaniques rapportées à la masse). Deux peaux, souvent en composite, sont collées à une âme légère (mousse, bois, nid d'abeilles, etc.). L'âme est dédiée à supporter les chargements de cisaillement et de compression. Elle permet d'améliorer le moment quadratique, la rigidité et la résistance en flexion du matériau en écartant les peaux.

1.3 Les matériaux composites stratifiés

Le matériau composite stratifié est un assemblage entre une matrice du type thermoplastique ou thermodurcissable avec des renforts fibreux. Cet assemblage de différents éléments permet de concevoir un matériau solide et hétérogène possédant des propriétés mécaniques que chacun des constituants pris isolément ne possède pas.

1.3.1 Les renforts

1.3.1.1 Types de renforts

Les renforts dans un composite peuvent être sous différentes formes : les fibres courtes et les fibres longues. Les charges sont à l'échelle du millimètre comme le sable ou les graviers dans les bétons. Les fibres courtes sont à l'échelle du centimètre. L'orientation des fibres est aléatoire ce qui conduit à un matériau homogène et isotrope. Les fibres longues sont à l'échelle du décimètre de la structure. L'orientation des fibres dans ce cas est contrôlable et doit être choisie pour renforcer les directions privilégiées.

Différentes architectures de tissage des renforts de type fibre peuvent exister comme illustré dans la Figure 1.2. La structure de taffetas ou sergé est une mèche de fibres unidirectionnelles de faible largeur tisser de façon spécifique. L'architecture unidirectionnelle est obtenue lorsque les fibres sont alignées suivant la même direction. Parfois, un faible pourcentage de fils de trame est utilisé afin de faciliter la manipulation du renfort. Ce qui conduit à des tissus quasi unidirectionnels.

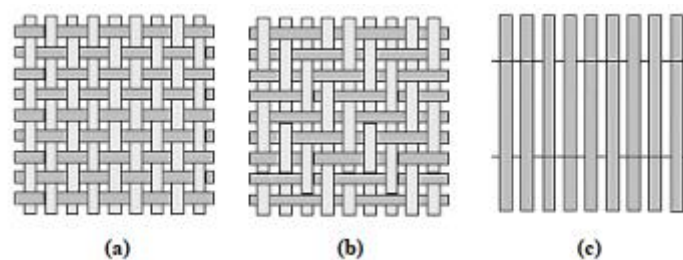


Figure 1.2 Exemple d'architectures de renfort : a) taffetas, b) sergé et c) tissu quasi-unidirectionnel [3].

1.3.1.2 Les renforts biosourcés

Il existe une large gamme de renforts biosourcés utilisés dans la fabrication des composites. Ce type de renfort peut exister sous différentes formes comme les charges ponctuelles, les fibres courtes ainsi que les fibres longues. Sommerhuber et al. [4] ont utilisé des particules de bois comme charges ponctuelles afin de valoriser les déchets de bois. Il existe d'autres types de fibres naturelles qui sont d'origine animale (laine de mouton, cachemire, plumes, etc.). Ce sont des fibres largement utilisées dans le domaine de textiles vestimentaires, possédant des propriétés mécaniques faibles limitant ainsi leur utilisation pour la réalisation de matériaux composites à hautes performances. Cependant, les fibres d'origine végétale sont plus

intéressantes et possèdent des propriétés proches de celles présentées par les fibres synthétiques [5, 6]. Yan et al. [7] ont synthétisé les principales fibres naturelles utilisées dans la littérature, présentée en Figure 1.3. On trouve différentes études sur les fibres de lin [8, 9], de kenaf [10, 11] ou encore les fibres de sisal [12, 13]. De plus, de nombreuses fibres ont été utilisées pour la fabrication des composites afin d'être valorisées en tant que ressources locales. On trouve ainsi plusieurs études portant sur les composites renforcés de fibres de bambou [14, 15], d'alfa [16], de chanvre [17, 18] ou de jute [19, 20].

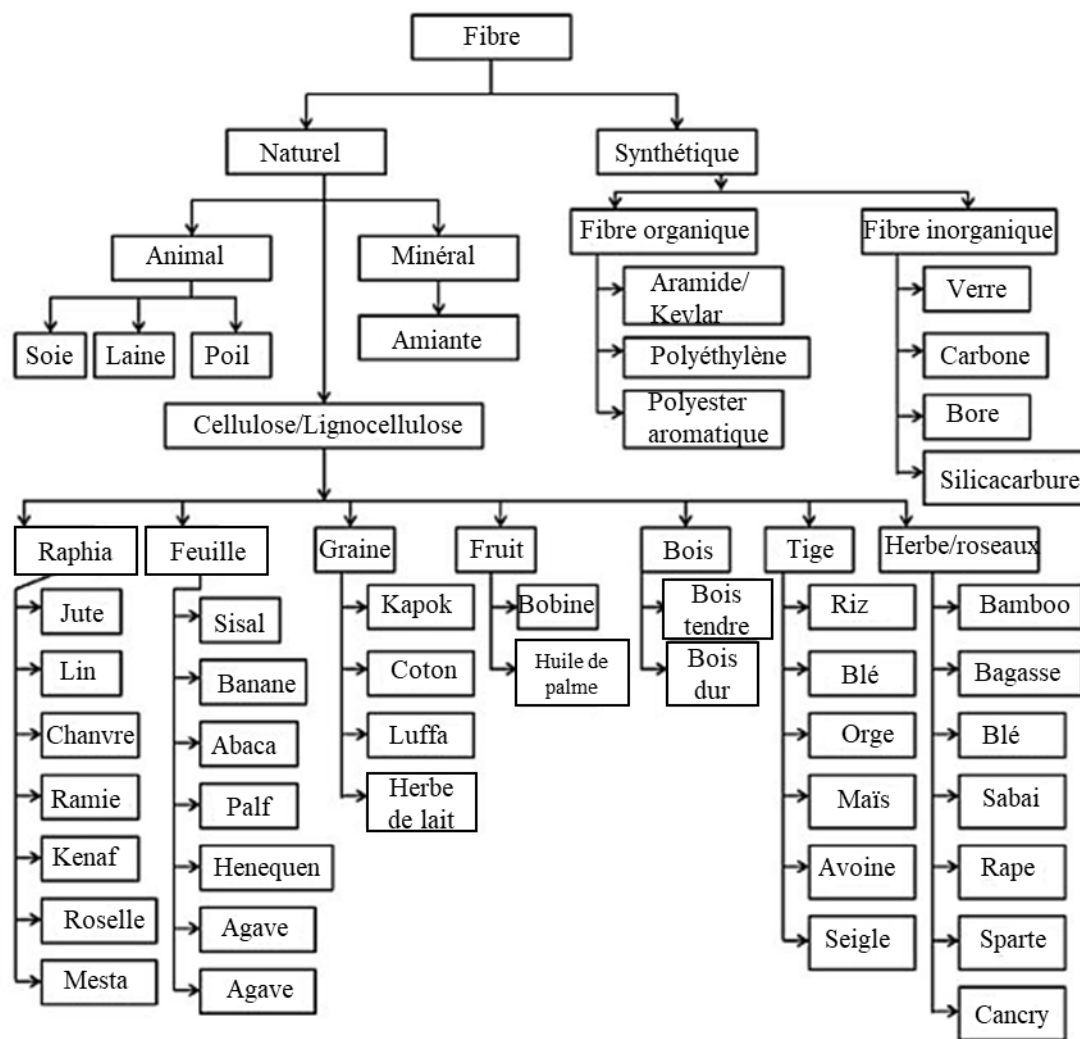


Figure 1.3 Fibres naturelles courantes [7].

Il existe d'autres types de fibres possédant des propriétés mécaniques en traction importantes comme les fibres d'orties [21]. Malgré leurs propriétés élevées, ces fibres ne sont quasiment pas utilisées comme des renforts de matériau composite. Sa filière de culture est pratiquement inexistante et un traitement est à développer pour garantir une disponibilité suffisante de la ressource. Lefevre et al. [22] ont montré que les propriétés mécaniques des

fibres sont différentes d'une région à une autre. En effet, les fibres issues des feuilles, des tiges ou des graines n'ont plus les mêmes fonctions au sein de la plante. Dans le cas des fibres de coco par exemple, les fibres issues des tiges possèdent comme fonction d'apporter la rigidité et la résistance à la plante sollicitée en flexion (sous l'effet du vent). Par contre, les fibres qui entourent les fruits servent à la protection du fruit des attaques extérieures ou des chutes. Pour cette raison, le type d'application est nécessaire pour faire le choix des fibres (rigidité, résistance aux chocs, etc.).

Différentes études ont utilisé les fibres naturelles comme âme dans les panneaux sandwichs [23, 24, 25, 26]. Il a été prouvé que les propriétés mécaniques en traction et en flexion des sandwichs sont meilleures que celles des composites stratifiés avec les mêmes fibres naturelles. Pablo Resende Oliveira et al. [27, 28, 29] ont étudié des poutres sandwichs d'âmes en bouchons de bouteilles. C'est une solution qui apporte un gain de masse et de coût pour les applications structurelles. Les résultats montrent qu'une topologie d'âme réalisée à partir d'une orientation alternée des bouchons de bouteille améliore la résistance des peaux et d'âme. Aussi, ces poutres sandwichs améliorent la résistance en cisaillement et la rigidité d'âme jusqu'à 9 fois plus par rapport aux poutres à base d'aluminium et elles améliorent jusqu'à 10 fois plus les propriétés de flexion comparées aux poutres en PET à base d'époxy.

1.3.2 Les matrices

La matrice est le deuxième constituant indispensable dans la fabrication d'un matériau composite. Sa fonction principale est de maintenir les renforts et d'assurer le transfert des sollicitations mécaniques aux fibres. Il existe différents types de matrices tels que les matrices métalliques, céramiques, organiques ou polymères. Dans l'étude des matériaux composites, on s'intéresse à la matrice à base de polymère, plus précisément aux thermoplastiques et thermodurcissables.

1.3.2.1 Les thermoplastiques

Les thermoplastiques sont constitués des macromolécules linéaires qui peuvent être cristallisées. C'est un assemblage de ramifié par des liaisons dites faibles. Ce type de polymère peut être recyclé. Parmi les thermoplastiques les plus utilisés, on trouve le polyéthylène (PE), le polypropylène (PP), ou encore les polystyrènes (PS). Il existe des thermoplastiques qui sont partiellement biosourcés comme le polyéthylène téréphtalate (PET). De plus, il existe des

thermoplastiques qui sont totalement biosourcés comme l'acide polylactique (PLA) [30] ou l'acétate de cellulose [31]. Ces matériaux présentent une solution qui répond aux problèmes environnementaux actuels liés à la pollution par le plastique. L'association de ces matrices biosourcées et de fibres végétales biodégradables permet ainsi la réalisation des composites biodégradables [32]. Malgré les bonnes performances environnementales de ces composites biosourcés, ils possèdent des caractéristiques mécaniques et thermiques limités. Ce qui limite leur utilisation dans les applications structurelles.

La réalisation des éco-composites nécessite un choix de la matrice qui fait un compromis entre les performances mécaniques et environnementales. Par conséquent, on remarque l'émergence des éco-composites totalement biosourcés dans le marché des composites. Différentes études sont élaborées afin de trouver le matériau avec l'architecture convenable pour assurer les hautes performances mécaniques, économiques et environnementales.

1.3.2.2 Les thermodurcissables

Les thermodurcissables sont des polymères non biodégradables constitués de longues chaînes linéaires possédant des liaisons dites fortes pour créer un réseau chimique tridimensionnel. La formation de cette famille de polymère est irréversible ce qui conduit à un matériau qui ne peut être ni dissous ni refondu. Ces polymères présentent des propriétés mécaniques élevées, mais ils ne sont plus recyclables. Dans l'industrie, les thermodurcissables les plus utilisés sont les résines époxydes et polyesters. D'autres familles comme les résines phénoliques, les polyamides et les polyuréthanes sont également rencontrés. Ils sont commercialisés sous forme de résine liquide visqueuse. En présence d'un durcisseur (catalyseur) et de la température, la résine se durcit. Il existe des résines thermodurcissables partiellement biosourcées [33, 34]. Il est possible d'utiliser des époxydes possédants 70 % de contenu biosourcé. Ces résines sont censées permettre aux industriels d'améliorer les performances environnementales de leurs produits.

1.4 Les structures sandwiches

1.4.1 Définition

Une structure sandwich est une forme particulière de composite multicouche. Cette structure permet d'améliorer les propriétés mécaniques en flexion avec une faible augmentation de la

masse globale. Les poutres sandwiches sont utilisées dans différents domaines d'application, comme les éoliennes, les cloisons et les planchers de véhicules de transport, les coques de bateaux, ainsi que dans le secteur du bâtiment sous forme des éléments d'isolation intérieure. Une âme légère et épaisse est située entre deux peaux minces et rigide. Dans ce cas, le moment quadratique des poutres sandwiches est fortement amélioré. Suite à une sollicitation en flexion, les peaux travaillent en traction/compression et l'âme épaisse travaille en cisaillement.

1.4.2 Les peaux du sandwich

Les peaux du sandwich peuvent être constituées de matériau composite. La peau supérieure doit supporter les efforts de compression tandis que la peau inférieure doit supporter les efforts de traction et inversement. Par conséquent, le matériau constituant les peaux composites doit être choisi de façon à supporter les efforts de traction/compression dans les directions de flexion du sandwich. Ainsi, les peaux peuvent être formées par des éco-composites afin de construire une structure sandwich biosourcée de hautes performances. Les peaux du sandwich sont aussi utilisées pour protéger l'âme des agressions extérieures comme les impacts, l'humidité, les attaques chimiques, etc. Elles peuvent aussi donner un aspect esthétique à la structure dans le cas où la pièce est visible.

1.4.3 L'âme du sandwich

L'âme du sandwich est utilisée afin d'écartier les peaux pour augmenter le moment quadratique global avec une légère augmentation de la masse de la structure comme dans le cas des poutres. Les efforts supportés par l'âme sont liés au cisaillement pour les sollicitations en flexion, ou à la compression pour les sollicitations en compression. Par conséquent, il est recommandé d'utiliser des âmes de structures cellulaires comme les mousses, les nids d'abeilles, etc. La variation de la taille des cellules permet de changer la masse volumique de l'âme ce qui conduit à une certaine rigidité et résistance en cisaillement et en compression réglable suivant le besoin.

L'âme en nid d'abeilles est recommandée dans les structures sandwiches grâce à ses propriétés mécaniques importantes. L'âme d'une structure sandwich peut favoriser l'amortissement de vibration [35], améliorer les propriétés de retard au feu [36] et permettre une isolation thermique optimale [37]. Parmi les matériaux biosourcés utilisés comme âme, on trouve le balsa, le liège et les structures architecturées biosourcées. Le balsa est connu pour ses

propriétés spécifiques intéressantes [38, 39]. Le liège est apprécié pour ses bonnes propriétés d'absorption d'énergie [40, 41, 42]. Suite à l'association de ces âmes à des peaux composites biosourcées, on peut réaliser des structures sandwiches biosourcées [43, 44, 45]. Les structures auxétiques ont été aussi utilisées comme âmes du composite sandwich [46, 47]. Il a été montré que les mousses auxétiques améliorent la contrainte de cisaillement comparée aux mousses conventionnelles.

1.5 Procédés de mise en œuvre

1.5.1 Procédés de mise en œuvre des stratifiés

La mise en œuvre des matériaux composites stratifiés peut se faire de différentes manières qui dépendent du type de la matrice utilisée et des renforts ainsi que la forme de la pièce finale désirée. On peut trouver la technique de moulage au contact [48], le moulage par injection ou fusion [49], l'injection thermoplastique [50], la thermocompression [51], etc.

Dans le cas des résines thermodurcissables, un mélange entre la résine et le durcisseur doit être réalisé. Puis, l'opérateur dispose d'un certain temps pour utiliser la résine non polymérisée et l'associer au renfort. Le moulage au contact est un procédé manuel qui sert à imprégner le renfort et la résine. Cette technique est largement utilisée dans la littérature [6, 52]. D'abord, les fibres doivent être disposées sur une moule, puis la résine est appliquée à l'aide d'un rouleau. Cette technique est bien adaptée dans le cas des stratifiés de plis unidirectionnels. Au cours de la mise en œuvre, les fibres peuvent impliquer une mouillabilité ce qui conduit à des séquences d'empilements avec des directions variables. Après l'imprégnation, une compression doit être appliquée afin d'améliorer le taux de compaction. Cette étape est réalisée sous presse ou au moyen d'un sac à vide. Malgré la simplicité de ce procédé, l'opérateur doit s'assurer de l'orientation des différentes couches de fibres. Il n'est pas recommandé dans le cas des fibres courtes. La manipulation de certaines résines peut poser des problèmes d'hygiène et de sécurité au travail.

Le moulage par injection est utilisé dans le cas des composites à matrices thermodurcissables [53, 54]. Les fibres sont positionnées dans une moule rigide et hermétiquement fermée. La résine est ensuite injectée à l'aide d'une pompe à travers des intervalles existant dans le moule, en imprégnant les fibres. L'infusion de résine est un procédé très similaire au moulage par injection [39, 55]. La seule différence c'est qu'il utilise une bêche

à vide flexible. La compaction et l'avancée de la résine sont assurées dans ce cas par la dépression imposée. Ce procédé est adapté à la production des pièces à géométrie plus ou moins complexe ou de grandes dimensions telles que les coques de bateau, les pales d'éolienne, etc.

L'injection thermoplastique est utilisée dans le cas des matrices thermoplastiques. La matière est généralement polymérisée donc elle nécessite un chauffage à fin d'être refondus pour imprégner les fibres. À l'aide d'une vis, les fibres courtes sont ajoutées et l'imprégnation est ainsi réalisée de manière continue [56]. Ensuite, la vis injecte la matière dans un moule jusqu'à refroidissement et démoulage de la pièce. Ce procédé est utilisé pour la fabrication des pièces moyennement renforcées. Contrairement, la thermocompression permet de fabriquer des pièces composites renforcées par des fibres longues [57, 58]. Différents plis de tissu avec la séquence d'empilement souhaitée sont disposés et la matrice est intercalée au fur et à mesure entre les plis. L'ensemble est ensuite placé dans une presse à plateau chauffant afin de fonder la matrice et l'imprégner aux fibres. Après un certain temps de refroidissement, la pièce peut être démoulée.

1.5.2 Procédés de mise en œuvre des sandwichs

Différents procédés peuvent être considérés pour la fabrication des matériaux sandwichs : la mise en œuvre par assemblage, les procédés dits « one-shot » et le procédé de la fabrication additive.

La mise en œuvre par assemblage consiste à fabriquer les peaux et l'âme séparément puis les coller ensemble [2, 59]. Dans ce cas, un choix d'un bon adhésif doit être fait pour assurer une interface de qualité entre les peaux et l'âme. L'état de surface des peaux et de l'âme peut être améliorée par des traitements physiques ou chimiques afin de perfectionner l'adhérence. Dans le cas des sandwichs à âme en mousses, une bonne adhésion mécanique est assurée grâce à l'état rugueux de ces matériaux. Une contrainte concernant ce procédé, c'est le choix de l'adhésif qui doit être compatible avec les matériaux des constituants. Par exemple, une résine en polyester n'est pas recommandée pour être utilisée avec une âme en mousse polystyrène. De plus, la viscosité de l'adhésif avant sa polymérisation doit être étudiée surtout pour les âmes à cellules ouvertes comme les nids d'abeilles et le bois de balsa. Une colle très fluide va être coulée à l'intérieur des cellules sans participer à l'adhésion ce qui va influencer largement sur le comportement du sandwich avec une création de certains défauts locaux ce qui peut révéler à des catastrophes. Un dimensionnement de l'épaisseur de colle est ainsi indispensable surtout

pour les sandwichs à âme en nid d'abeilles [60]. Ce procédé peut créer différents défauts lors de l'assemblage de l'âme en nid d'abeilles avec les peaux. Il n'est pas recommandé dans le cas où les peaux sont à matrice thermoplastique, elles peuvent être localement fondues et être assemblées avec l'âme.

Le procédé « one-shot » (c'est-à-dire en une seule opération) est utilisé dans le cas où les peaux du sandwich sont en matériaux composites, ce qui permet d'effectuer simultanément la fabrication des peaux et leur assemblage avec l'âme. Dans ce cas, l'âme peut être considérée comme une couche d'un composite stratifié. Les procédés de thermocompression peuvent être utilisés pour la mise en œuvre des composites à matrice thermoplastique, à condition que l'âme utilisée résiste à la pression nécessaire à la formation des peaux composites [2, 61].

Le procédé de fabrication additif est une nouvelle technique pour la fabrication des matériaux sandwichs. C'est un processus de fabrication basé sur la jonction de matériaux fondus en créant des modèles 3D à l'aide de données couche par couche. Cette technique assure la fabrication des sandwichs à âme de forme complexe, comme les nids d'abeilles, les structures en treillis, etc. Elle permet la mise en œuvre des peaux et de l'âme comme un seul objet sans besoin d'utiliser de l'adhésif. Elle permet la fabrication des composites à base de polymères renforcés par des fibres naturelles ou synthétiques, courtes ou longues. Cette technique est bien utilisée dans le cas de la fabrication des composites sandwichs à âmes architecturées.

1.6 La fabrication additive

La fabrication additive (FA) a débuté au milieu des années 80 par des sociétés situées en France, aux États-Unis et au Japon. L'avantage de ce type de fabrication est la possibilité d'avoir rapidement une pièce de forme complexe. Elle est basée sur le dépôt de couche par couche de la matière fondue jusqu'à l'obtention de la géométrie souhaitée. La fabrication additive se fait suivant différentes étapes. Dans un premier temps, une modélisation de la pièce doit être créée dans un outils CAO. Cette modélisation présente la géométrie et les dimensions de la pièce. La deuxième étape est de convertir le modèle CAO au format STL compatible avec le logiciel lié à l'impression 3D. Finalement, le fichier STL est découpé en couches horizontales parallèles les unes aux autres. Les couches horizontales sont formées dans le plan

X-Y tandis que l'ajout de la matière se produit dans la direction Z. Chaque couche est ensuite ajoutée par le système de l'impression 3D résultant en un modèle physique.

Le procédé de la fabrication additive a été largement utilisé dans la littérature. Tian et al. [62] ont utilisé un nouveau procédé de fabrication basé sur l'impression 3D de composites thermoplastiques (PLA) renforcés par des fibres continues en carbone. La Figure 1.4 illustre le processus de l'impression utilisé. La température et la pression sont des paramètres critiques du processus de fabrication, qui déterminent les performances mécaniques des composites. L'influence des paramètres de l'impression 3D sur les interfaces et les propriétés du matériau a été étudié. Il a été montré que l'imprégnation des plastiques dans le faisceau de fibres est obtenue pour une température de fusion entre 200 et 230°C pour le PLA.

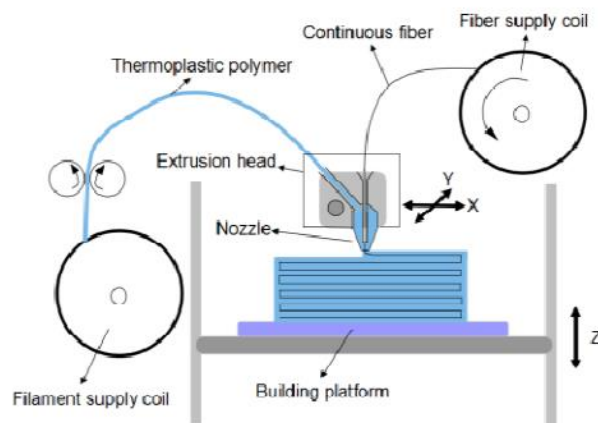


Figure 1.4 Processus d'impression 3D [62].

L'impression 3D est utilisée dans plusieurs domaines. Elle est utilisée pour la fabrication des dispositifs médicaux complexes [63]. Il a été démontré que la fabrication additive présente un potentiel important pour le développement de nouvelles applications médicales telles que celles observées pendant la pandémie provoquée par le Covid-19. Elle peut être aussi appliquée à la médecine régénérative pour répondre au besoin de transplantation d'organes [64, 65]. Elle est ainsi largement utilisée pour la régénération de tissus biomédicaux complexes comme l'os, le cartilage et les nerfs et aussi des organes avec une microarchitecture 3D complexe comme le foie et l'organe lymphoïdes [66].

L'impression 3D a été utilisée pour la fabrication des dispositifs micro-fluidiques à applications biologiques [67]. Hiller et al. [68] ont mis en évidence la conception des matériaux numériques à l'aide de l'impression 3D. Le matériau numérique offre la possibilité de fabriquer des objets en utilisant plusieurs matériaux avec une précision à l'échelle microscopique en

utilisant du voxel sphérique. Ce sont des microsphères assemblées parallèlement les unes à côtés des autres jusqu'à la fabrication finale de la pièce. La fabrication additive est utilisée aussi pour la production des matériaux intelligents possédant la capacité de transformer leur géométrie sous l'influence de l'extérieur. Raviv et al. [69] ont rapporté une nouvelle conception de structure complexe auto évolutive qui peut se transformer en une forme prédéterminée en utilisant la fabrication additive. Ge et al. [70] ont introduit une nouvelle approche basée sur la micro-stéréolithographie de projection qui appartient à la photopolymérisation en cuve afin de créer des architectures multi-matériaux en utilisant un polymère à mémoire de forme.

Les matériaux céramiques sont aussi utilisés dans la fabrication additive (FA). Les méthodes FA actuelles peuvent produire des pièces en céramique sans fissures et sans pores grâce à l'optimisation des paramètres du processus incorporé avec des techniques de traitement colloïdal dans le processus FA [71]. Les pièces en céramique imprimées en 3D [72] ont montré une excellente stabilité thermique. Ils présentent un intérêt pour les systèmes de protection thermique, les brûleurs poreux, les composants de propulsion, les emballages d'appareils électroniques, etc... Des réalisations importantes ont été menées dans les matériaux électroniques dans le domaine de la fabrication additive [73, 74]. Les techniques d'impression 3D permettent la production des composants électroniques fonctionnels comme les antennes, les résistances, les inductances et les condensateurs en une seule étape sans aucun post-traitement [75].

Récemment, la technique de la fabrication additive a été utilisée pour l'élaboration des matériaux composites [76, 77]. Leigh et al. [78] ont proposé une formulation pour imprimer des capteurs électroniques capables de détecter la flexion et les changements de capacité d'un matériau composite thermoplastique (la polycaprolactone PCL) chargé par des carbones conducteurs. Le nouveau matériau a permis la fabrication d'une gamme de capteurs électroniques fonctionnels, tels que des capteurs piézorésistifs et des capteurs de capacité. L'orientation future des matériaux composites peut agir sur les matériaux à matrice mixtes [79, 80] ou poreuses [81, 82] pour d'autres applications telles que le traitement de l'eau.

1.7 La structure composite sandwich en nid d'abeilles

Les structures en nid d'abeilles sont largement utilisées comme des âmes pour les composites sandwichs. Le mot « nid d'abeilles » est utilisé pour désigner tous les types de

cellules de section hexagonale, triangulaire, carrée ou même losange. La structure est caractérisée par une répétition périodique de cellules élémentaires. Le nid d'abeilles utilisé dans cette étude est un nid d'abeilles hexagonal ré-entrant.

1.7.1 Historique du nid d'abeille

Tom Bitzer [83] a présenté l'histoire du nid d'abeilles. Un procédé de fabrication de papier kraft en nid d'abeilles a été conçu pour la première fois par Budwig en 1905 en Allemagne. Le premier panneau sandwich a été fabriqué à l'aide des parements minces en acajou avec une âme en balsa. A la fin des années 1930, la fabrication de nids d'abeilles modernes a commencé. Pendant la seconde guerre mondiale, le papier en nid d'abeilles a été utilisé par la Société Martin pour l'emballage des antennes de radar. Plus tard, la société a développé un nid d'abeilles en tissu de toile de coton. Ensuite, elle a développé les âmes alvéolaires en tissu de coton, de verre et en papier d'aluminium.

Dans la même époque, la Société Havilland Air-plane a conçu et construit le bombardier Mosquito en utilisant des panneaux sandwichs dans certaines parties. L'avion a montré des performances plus efficaces et plus avancées qui ont conduit à l'utilisation de la structure en sandwich par de nombreux concepteurs du domaine aéronautique. En conséquence, le développement des structures sandwichs, notamment le matériau et la forme de l'âme a commencé. Le premier panneau sandwich en aluminium a été produit en 1945. La véritable innovation est observée avec le développement des adhésifs pour avoir de bonnes propriétés rhéologiques sur les nids d'abeilles.

1.7.2 Géométrie d'une cellule en nid d'abeilles hexagonales conventionnelles et ré-entrantes

La géométrie d'une cellule en nid d'abeilles est illustrée en Figure 1.5. Cette géométrie est définie par différents paramètres ; la longueur des parois verticales et inclinées noter respectivement par h et l , l'épaisseur des parois noter t et l'angle d'inclinaison des parois inclinées noter θ . Le signe de cet angle est très important pour caractériser la géométrie de la structure en nid d'abeilles. Si l'angle est positif alors on est dans le cas de la structure en nid d'abeilles conventionnelles. Si l'angle est négatif alors on est dans le cas de la structure en nid d'abeilles ré-entrantes, appelé aussi auxétique.

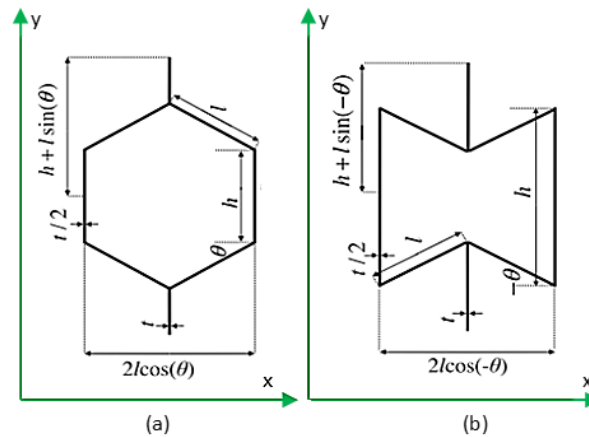


Figure 1.5 Géométrie des cellules en nid d'abeilles et système de coordonnées utilisées dans les modèles analytiques pour les structures (a) conventionnelles et (b) ré-entrantes [84].

Le comportement mécanique de ces deux structures est très différent. Plusieurs études ont été élaborées afin de comparer les deux structures de nid d'abeilles : conventionnelle et ré-entrante. Les formes auxétiques ont présenté un coefficient de Poisson négatif. C'est-à-dire ces matériaux tendent à augmenter de volume quand ils sont sollicités en traction et inversement en compression. La dispersion phonique dans les structures auxétiques a été étudiée et comparée à celles d'un réseau en nid d'abeilles conventionnelles [85]. Il a été montré que la structure auxétique améliore les propriétés phoniques que celle conventionnelle. Hou et al. [86] ont étudié le comportement en compression des sandwichs en nid d'abeilles conventionnelles et ré-entrantes. Les résultats obtenus montrent que la forme auxétique améliore le module et la résistance en compression. Les sandwichs à âme auxétique présentent des propriétés mécaniques en compression qui varient selon les différents modes d'endommagement. Ces résultats peuvent être expliqués par l'effet du coefficient de Poisson négatif qui sert à absorber significativement le déplacement dynamique maximal du sandwich.

1.7.3 Fabrication du nid d'abeille

Différentes méthodes peuvent être considérées pour fabriquer les structures en nid d'abeilles [83]. La différence entre les méthodes est basée sur la façon dont les nœuds sont attachés. Parmi les méthodes existantes on peut citer le collage, la fusion thermique, le soudage par diffusion et par résistance, etc. Le procédé de fabrication le plus connu est la liaison adhésive. On trouve 95% des âmes en nid d'abeilles qui sont fabriquées par ce procédé. Deux techniques de base de ce procédé sont utilisées pour la fabrication des nids d'abeilles : le processus d'ondulation et le processus d'expansion. Récemment, on constate l'émergence de la technique de la

fabrication additive (impression 3D) pour la réalisation des structures en nid d'abeilles. Cette technique est devenue le procédé préférable grâce aux avantages qu'elle présente. Ces trois processus sont illustrés sur la Figure 1.6.

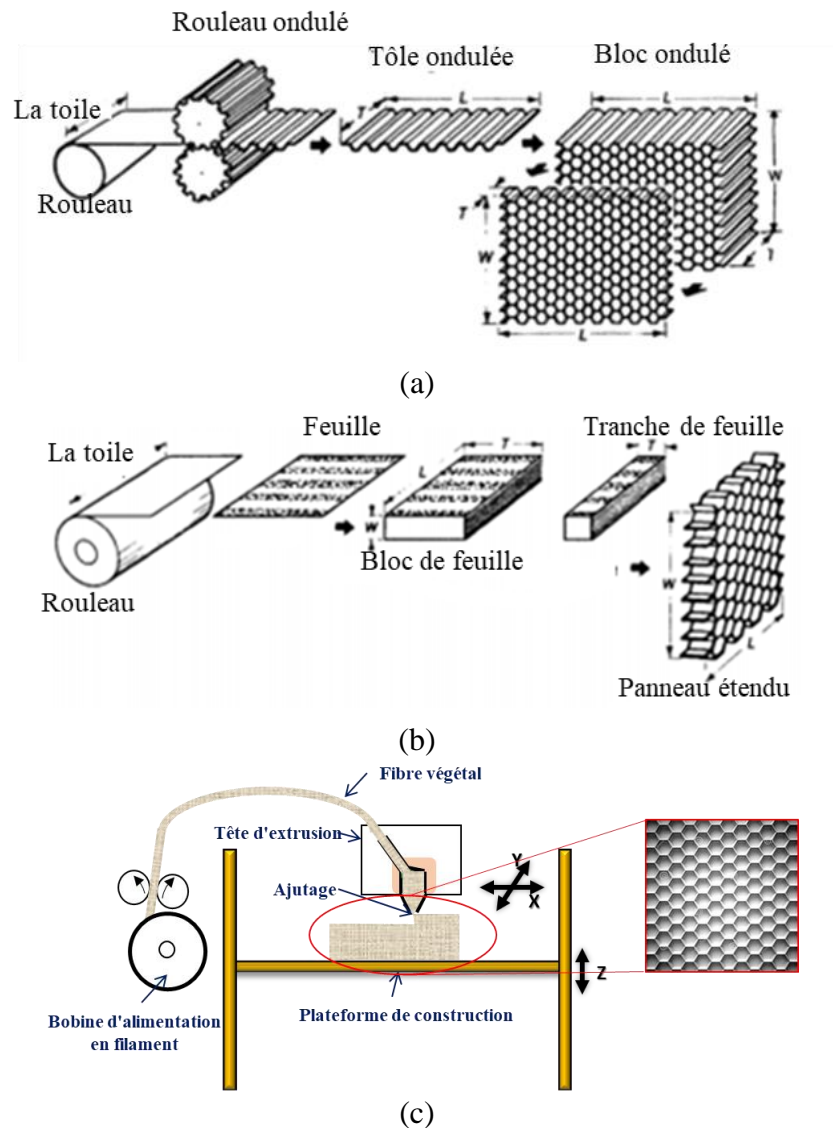


Figure 1.6 Procédé de fabrication de l'âme en nid d'abeilles : (a) processus d'ondulation ; (b) processus d'expansion ; (c) impression 3D [87].

Le processus d'ondulation est la technique d'origine utilisée pour fabriquer les âmes en nid d'abeilles. Elle est utilisée pour la fabrication des âmes métalliques et non métalliques. Dans le processus d'ondulation, les feuilles sont d'abord ondulées puis collées à l'aide d'un adhésif appliqué sur les nœuds. Les feuilles sont ensuite empilées et durcies dans un four. Le deuxième procédé de fabrication est le processus d'expansion. Il est basé sur le collage des feuilles empilées suivant des bandes situées parallèlement. Les feuilles sont d'abord découpées à la

dimension désirée puis étirée de façon à donner la forme du nid d'abeilles. Les feuilles sont coupées et empilées, et l'adhésif est durci sous pression à une température élevée.

Les deux procédés cités précédemment sont limités suite à la restriction dans la conception de l'âme. La technique de fabrication additive est devenue le centre d'intérêt en raison de sa méthode de fabrication compacte de composants complexes. Cette technique est largement utilisée pour la fabrication des structures en nid d'abeilles [88, 89]. L'impression 3D est une des futures techniques de fabrication des pièces complexes pour l'aérospatiale et la défense.

1.7.4 Homogénéisation des nids d'abeilles

Les poutres sandwiches en nid d'abeilles présentent un compromis entre résistance et légèreté. L'optimisation de ce type de structure est très importante pour améliorer leur propriété mécanique. Cependant, les structures sandwiches à âme en nid d'abeilles sont des structures hétérogènes en raison de la complexité de leur géométrie, ce qui pose des problèmes lors de la modélisation. La méthode d'homogénéisation est une solution pour surmonter ces difficultés. Certains travaux expérimentaux et numériques ont été réalisés pour déterminer les propriétés élastiques équivalentes de cette structure [90, 91]. La complexité de la géométrie et des conditions aux limites des sandwiches en nid d'abeilles ont fait de l'homogénéisation analytique une solution très utile et efficace. Le modèle analytique est basé sur la déformation des parois cellulaires en nid d'abeilles par flexion, étirement et articulation. Chaque mode est étudié tout seul, ensuite un modèle analytique qui étudie les trois modes simultanément doit être développé [92, 84, 93]. Le modèle d'étirement suppose que les cellules ne peuvent se déformer que par traction le long de leur axe, sans changement d'angle. Le modèle d'articulation suppose que les parois cellulaires sont rigides dans les directions axiale et transversale et qu'ils ne peuvent se déformer que par rotation. Le Tableau 1.1 présente les formules analytiques déterminer par le modèle simultané pour déterminer les propriétés élastiques du nid d'abeilles, présenté en annexe A.

Avec K_f , K_s et K_h sont les constantes de force de flexion, d'étirement et d'articulation, respectivement.

$$K_f = \frac{E_s b t^3}{l^3}; K_s = \frac{b t E_s}{l}; K_h = \frac{G_s b t}{l}$$

E_s est le module d'Young et G_s le module de cisaillement du matériau de base. X et Y sont les dimensions de la cellule élémentaire suivant les directions (OX) et (OY) respectivement.

Tableau 1.1 Propriétés élastiques du nid d'abeilles [92].

Modules	Formules analytiques
Module d'Young suivant (OX)	$E_x = \frac{K_s}{b \left(\frac{K_s}{K_{hf}} \sin^2 \theta + \cos^2 \theta \right)} \frac{X}{Y}$
Module d'Young suivant (OY)	$E_y = \frac{K_s}{b \left(\frac{K_s}{K_{hf}} \cos^2 \theta + 2 + \sin^2 \theta \right)} \frac{Y}{X}$
Coefficient de Poisson ν_{xy}	$\nu_{xy} = \frac{\sin \theta \cos \theta \left(\frac{K_s}{K_{hf}} - 1 \right)}{\left(\frac{K_s}{K_{hf}} \sin^2 \theta + \cos^2 \theta \right)} \frac{X}{Y}$
Coefficient de Poisson ν_{yx}	$\nu_{yx} = \frac{\sin \theta \cos \theta \left(\frac{K_s}{K_{hf}} - 1 \right)}{\left(\frac{K_s}{K_{hf}} \cos^2 \theta + 2 + \sin^2 \theta \right)} \frac{Y}{X}$

Les peaux affectent significativement le mécanisme de déformation du sandwich et donc de l'âme. Par conséquent, les propriétés élastiques homogénéisées deviennent conditionnées par l'épaisseur de l'âme par rapport à la taille de la cellule élémentaire, connu par l'effet d'épaisseur [94, 95]. Deux cas de comportement de l'âme en nid d'abeilles ont été étudiés. Dans le premier cas, tous les points de l'âme sont entièrement entraînés par les peaux (les points de l'interface peaux/âme). Dans le deuxième cas, tous les points de l'âme sont entièrement libres sans effet de peaux (les points de l'âme qui sont éloignés des peaux). Becker [94, 95] a utilisé une fonction d'interpolation pour aboutir à une solution qui dépend de la hauteur du nid d'abeilles. Cependant, le modèle d'interpolation proposé ne permet pas de déterminer les déformations et les contraintes dans le nid d'abeilles.

1.8 Comportement des sandwichs à âme auxétique

1.8.1 Comportement mécanique en statique

Le comportement mécanique en statique des sandwichs à âmes auxétiques a été largement étudié dans la littérature. Le comportement des structures auxétiques suite à un essai de traction a été développé [96]. La Figure 1.7 montre la réponse « auxétique » de la structure étudiée. Suite à un essai de traction, la forme auxétique a augmenté de volume latéralement ce qui explique la valeur négative du coefficient de Poisson de ces formes.

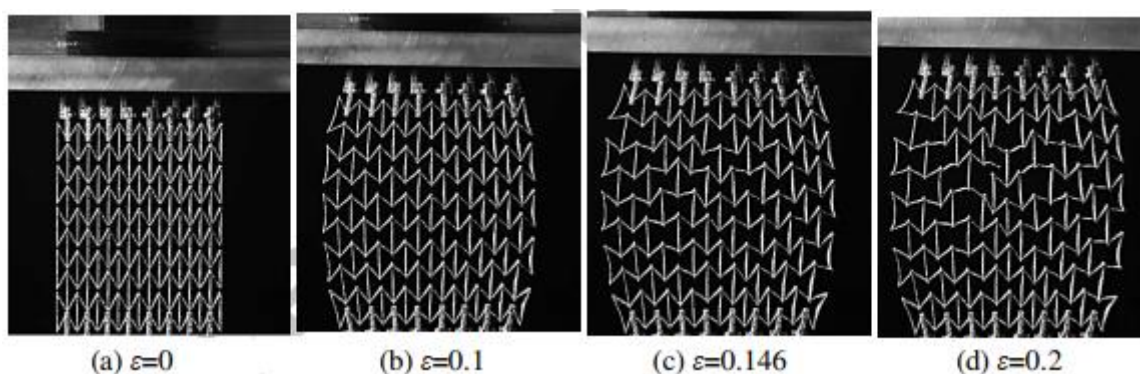


Figure 1.7 Déformation d'une structure auxétique en traction [96].

Zhang et al. [97] ont proposé une approche analytique et numérique pour déterminer le comportement en traction statique des structures auxétiques. La forme du déformé est indiquée successivement le long de l'évolution de la force en fonction du déplacement, Figure 1.8. La courbe est discrétisée en trois étapes. Initialement l'apparition du domaine élastique, ensuite une longue étape de « pseudo-plateau » et finalement la force augmente rapidement. Ce comportement est similaire à celui-ci trouver pour une sollicitation en compression [98, 99]. Initialement, les parois des cellules se courbent élastiquement, d'abord de manière linéaire, suivies d'un comportement non linéaire résultant d'un grand changement de géométrie.

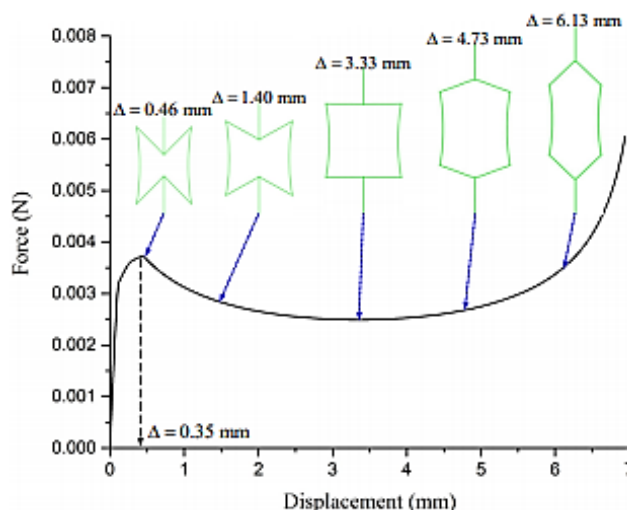


Figure 1.8 Evolution de la force en fonction du déplacement de la structure auxétique [97].

Différentes études ont été élaborées pour caractériser le comportement en flexion 3-points des sandwichs à âme auxétique fabriquée à l'aide de la technique d'impression 3D [100]. L'influence du type de l'âme a été étudiée. La Figure 1.9 indique qu'il n'existe aucune fracture dans la structure sandwich à âme en nid d'abeilles ré-entrantes jusqu'à une large déviation (allant jusqu'à 16 mm). Les résultats obtenus ont montré aussi que la structure en nid d'abeilles

ré-entrantantes contient des déformations de flambement ce qui permet au sandwich d'absorber plus d'énergie en augmentant la déformation.

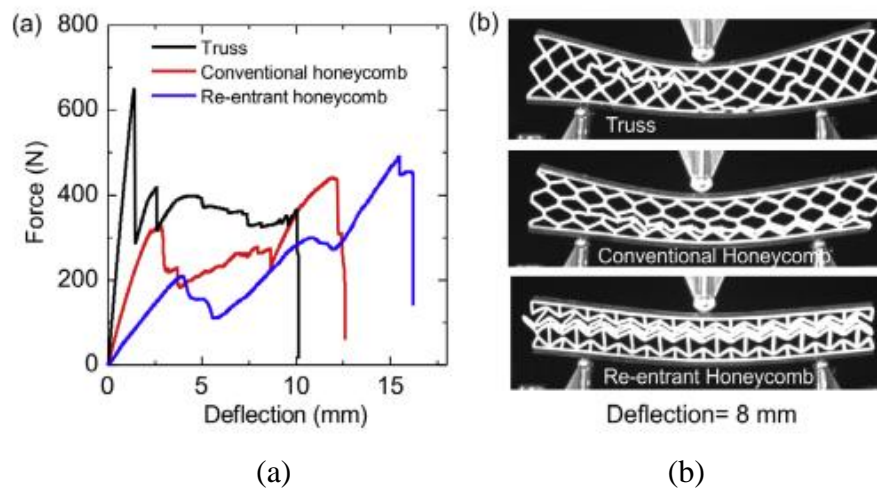


Figure 1.9 Caractéristique des sandwichs avec différentes structures d'âme [100].

Une approche similaire a été menée par Hou et al. [86, 101] sur des sandwichs à âme auxétique avec différentes tailles de cellules. Il a été montré que l'angle d'inclinaison des parois cellulaire ainsi que la géométrie ont une influence significative sur le comportement en flexion du sandwich. Pour un même rapport d'aspect ($\alpha=h/l$), un gradient d'angle sert à améliorer la charge critique spécifique, le module de cisaillement ainsi que la rigidité à la flexion. Lira et al. [102] ont développé une étude théorique sur les nids d'abeilles auxétiques. Ils ont montré que la structure améliore le rapport rigidité au cisaillement/masse par rapport aux nids d'abeilles conventionnelles.

La détermination du comportement des poutres sandwichs suite à un essai d'indentation a été étudiée. Dikshit et al. [103, 104, 105] ont étudié le comportement à l'indentation statique d'une structure sandwich fabriquée à l'aide de la technique d'impression 3D. Différentes géométries de pénétrateur ont été utilisés. Ils ont trouvé que les structures ondulées utilisées comme âme du sandwich supportent plus les charges d'indentation sous un pénétrateur à face plate et de faibles capacités de charge sous des pénétrateurs coniques et pointus. Crupi et al. [106] ont étudié le comportement à l'indentation d'une structure sandwich en nid d'abeilles en aluminium avec différentes tailles de cellules. Ils ont montré que la rupture des sandwichs se produit par le plissement des parois cellulaires en raison du phénomène de flambage.

Zhu et al. [107] ont étudié la réponse d'une structure sandwich à âme en nid d'abeilles suite à un essai d'indentation. Le matériau des peaux est un composite carbone/époxyde, Figure

1.10. L'âme est un nid d'abeilles « HexWeb Nomex » associé aux peaux à l'aide d'un film adhésif. Une augmentation progressive de la force est observée jusqu'à une valeur de 4 kN. Puis une diminution brusque est constatée suivis d'une augmentation progressive de la force. Les mécanismes d'endommagement au cours de l'essai d'indentation sont aussi présentés. Un endommagement de la matrice ainsi que de l'âme par cisaillement est observé dès le début de l'essai. Après un certain temps, on remarque l'apparition de la rupture des fibres.

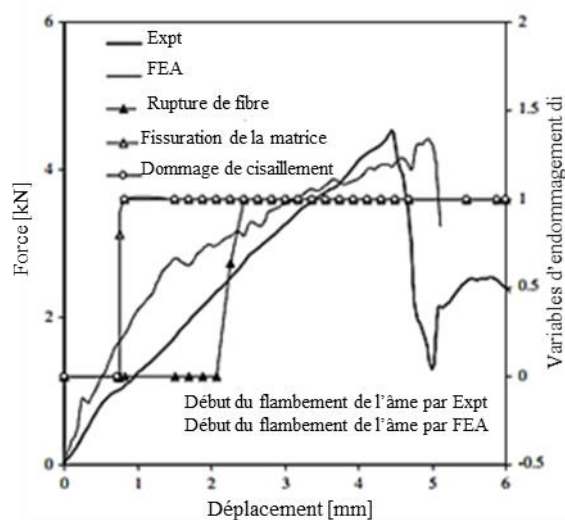


Figure 1.10 La réponse et l'initiation/l'évolution des dommages pendant l'essai d'indentation [107].

1.8.2 Comportement vibratoire

Le comportement vibratoire des structures sandwiches à âmes auxétiques a été étudié dans la littérature [108, 109, 110]. Aumjaud et al. [111] ont étudié l'amortissement de vibration d'une structure sandwich à âme en nid d'abeilles. Ils ont montré que cette structure favorise le facteur de perte en vibration grâce à la compression/décompression de l'air contenu dans les cellules lors des déformations mécaniques de la structure vibrante. Récemment, Yang et al. [112] ont étudié l'amortissement d'une structure sandwich à âme en treillis pyramidal. Les peaux ont été constitués des fibres de carbones hybrides avec des couches viscoélastiques. Les résultats obtenus montrent que les propriétés d'amortissement augmentent avec l'insertion des couches viscoélastiques sans modification de ses fréquences naturelles.

Les nids d'abeilles hexagonales ré-entrantes sont l'une des structures auxétiques les plus connus. Les réponses dynamiques de ces structures sont largement étudiées [113, 114]. Le comportement dynamique d'un sandwich en nid d'abeilles hexagonal auxétique a été étudié en utilisant des mesures expérimentales et des simulations par éléments finis [115]. L'analyse

paramétrique montre que les propriétés dynamiques sont significativement sensibles au gradient d'angle de la structure hexagonale en nid d'abeilles.

Murray et al. [116] ont étudié le comportement en vibration d'une structure en nid d'abeilles auxétiques sollicitée dans les deux directions X et Y (fabriqué à partir d'une résine acétal). La Figure 1.11 présente le facteur d'amortissement et le module d'Young pour les deux directions de chargements et avec différentes valeurs d'angle θ de cellule élémentaire. Les résultats montrent que la direction Y (ce qui correspond à la configuration L) améliore un peu le facteur de perte mais en contrepartie elle diminue considérablement le module d'Young (diminution de 87 % en module d'Young). Il est montré aussi que pour une même configuration, l'augmentation de la valeur absolue de l'angle θ conduit à une légère diminution du facteur de perte et une augmentation considérable du module d'Young (augmentation de 80 %). On peut conclure donc que la configuration W avec une valeur absolue d'angle θ élevée conduit à une structure de bonne rigidité avec des capacités amortissantes intéressantes.

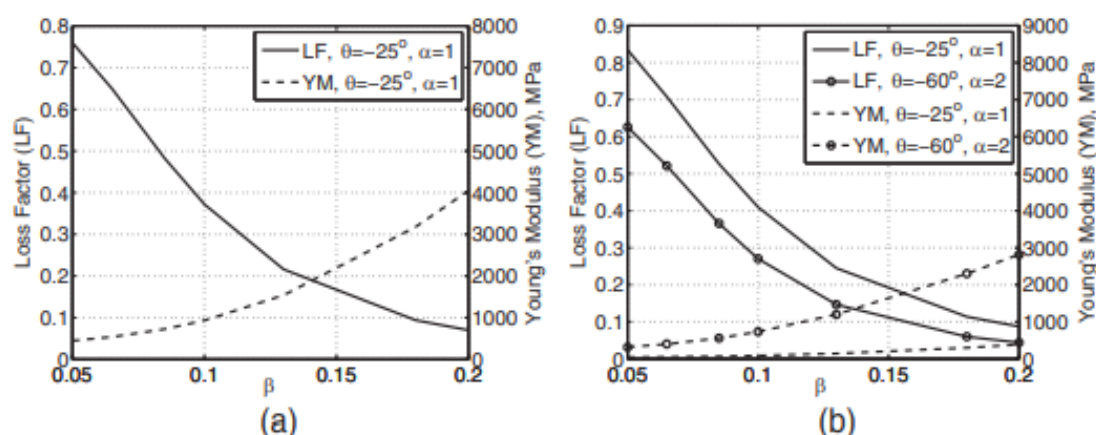


Figure 1.11 Facteur de perte des nids d'abeilles auxétique et module d'Young pour le chargement dans les directions (a) X et (b) Y [116].

1.9 Analyse et suivis des mécanismes d'endommagement des matériaux composites

1.9.1 Analyse des mécanismes d'endommagement

Un matériau composite subit des endommagements irréversibles suite à des sollicitations statiques ou dynamiques. Ces endommagements apparaissent suite à la dégradation du matériau sous l'effet des chargements appliqués ou suite aux défauts de fabrication. Les mécanismes d'endommagement d'un matériau composite stratifié sont totalement différents de ceux des composites sandwichs.

Les mécanismes d'endommagement d'un composite stratifié ont été étudiés dans la littérature [117, 118]. Il a été démontré qu'ils sont pratiquement les mêmes et se manifestent par la fissuration matricielle transversale, la fissuration longitudinale, la décohésion entre fibres-matrice, le délaminage inter-plis ainsi que la rupture des fibres suivi de la rupture totale de la structure. La Figure 1.12 présente les différents modes de rupture observés dans un composite stratifié.

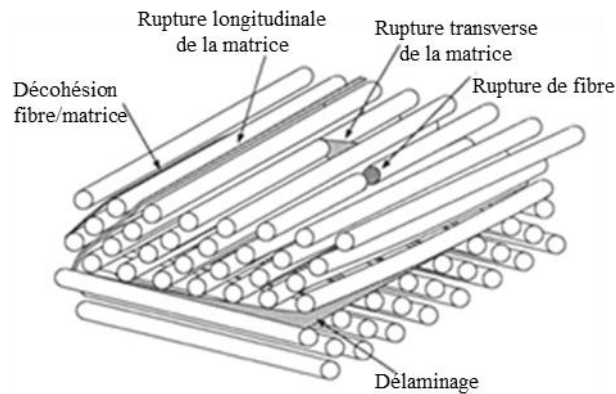


Figure 1.12 Mécanismes de rupture observés dans un composite stratifié [119, 120].

Les mécanismes d'endommagement des matériaux sandwichs ont été aussi développés dans la littérature [121, 122]. L'identification des mécanismes de défaillance d'une structure sandwich (à âme en nid d'abeilles ou en mousse) est très compliquée. Les structures sandwichs sollicitées en flexion sont susceptibles d'être endommagées par rupture ou flambement des peaux, cisaillement ou compression de l'âme et la décohésion peau/âme [123, 124]. Les modes de rupture les plus fréquents sont illustrés sur la Figure 1.13.

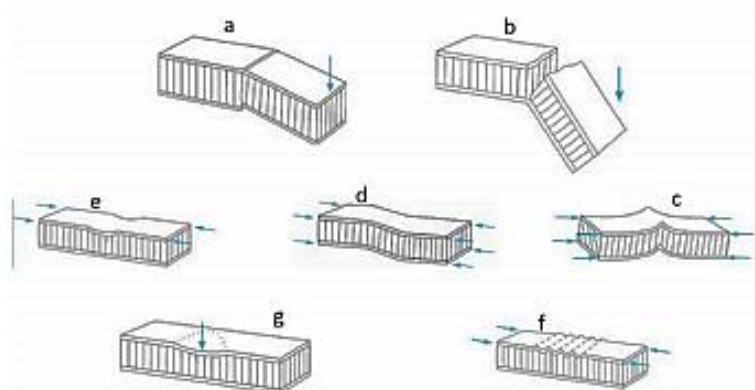


Figure 1.13 Modes de rupture dans les structures sandwichs (a) Rupture par compression, (b) Rupture en traction, (c) Flambage d'ensemble, (d) Rupture en cisaillement, (e) Flambement localisé, (f) Flambement intracellulaire, (g) Poinçonnement local [125]

1.9.2 Détection et suivie des mécanismes d'endommagement en utilisant la méthode d'émission acoustique

L'endommagement des matériaux composites commence dès l'apparition de micro-défauts locaux, non observable à l'œil nu. La technique de l'émission acoustique (EA) a été largement utilisée pour la détection et le suivi des mécanismes d'endommagement des matériaux composites [126, 127, 128]. C'est une technique de contrôle non destructif (CND) basée sur la détection de l'énergie libérée par une fissuration sous forme d'une onde qui se propage dans les matériaux [129]. Les signaux d'EA peuvent être enregistrés à l'aide des capteurs piézoélectriques fixés sur l'éprouvette. Plusieurs paramètres peuvent être déterminés par le système d'acquisition. L'amplitude de signal, l'énergie, la durée, le temps de montée etc..., sont souvent étudiées [130] et classées [131]. La classification de signaux d'EA doit être suivie d'une attribution des mécanismes d'endommagement aux différentes classes d'évènements acoustiques obtenues. Ce qui permet le suivi en temps réel de l'évolution de certains défauts. La technique de classification utilisée dans la présente étude est une technique dite non supervisée. Elle consiste à rassembler les signaux enregistrés sous forme des groupes appelés classes et qui sont mathématiquement semblables. Cette technique d'EA a été largement utilisée pour l'identification et la caractérisation des mécanismes d'endommagement des éco-composites [132, 133]. Malgré l'existence des différents paramètres de classification des signaux acoustiques, l'amplitude reste le paramètre le plus souvent utilisé pour représenter les classes d'évènements obtenues. Une classification dans le cas d'un composite Lin/LPET a été développé [134]. Les évènements possédants les amplitudes et les énergies les plus élevées sont attribuées aux ruptures de fibres.

Habibi et al. [135] ont étudié les mécanismes d'endommagement des composites à fibres courtes époxy/lin. Ils ont attribué chaque mécanisme avec ses propriétés acoustiques (amplitude et durée). Les principales caractéristiques sont présentées dans le Tableau 1.2.

Tableau 1.2 Caractéristique des signaux acoustiques d'un composites à fibres courtes [135].

Mode d'endommagement	Fissuration matricielle	Décohésion fibre matrice	Rupture des fibres
Amplitude [dB]	50-70	60-80	70-90
Durée [μ s]	200-520	330-675	400-805

Les modes d'endommagement des structures sandwiches ont été largement étudiés dans la littérature [49, 136]. Quispiputa et al. [137] ont étudié l'endommagement des sandwiches à âme en nid d'abeilles soumis à des essais de traction en fatigue. Les résultats montrent

l'existence de quatre modes d'endommagement qui correspondent à la fissuration de l'âme, la décohésion fibre/matrice, le délaminage et la rupture des fibres. Leurs principales caractéristiques sont regroupées dans le Tableau 1.3.

Tableau 1.3 Caractéristiques des signaux acoustiques des poutres sandwiches [137, 138].

Mode d'endommagement	Fissuration de l'âme	Décohésion	Décohésion fibre/matrice	Délaminage
Amplitude [dB]	40-60	60-80	80-90	>90
Temps de montée	Moyen	Court	Court	Long
Energie	Faible	Moyenne	Moyenne	Elevée

Par la suite, des observations microscopiques et des études mécaniques complémentaires visent à établir un lien entre les mécanismes d'endommagement observés et les signatures acoustiques perçues. Ainsi, l'étude de la microstructure paraît indispensable pour l'identification des différents modes d'endommagements. Monti et al. [49] et Roundi et al. [139] ont utilisé la méthode d'analyse à Microscope Electronique à Balayage (MEB) pour la caractérisation des mécanismes d'endommagement des composites étudiés. Ils ont analysé les surfaces saines et endommagées pour déterminer les défauts résultant de la fabrication et celle-ci provoqué par les sollicitations en se basant aussi sur les résultats obtenus de l'émission acoustique.

1.10 Conclusion

Ce chapitre présente une analyse bibliographique réalisée afin de construire une base de connaissance sur les éco-composites, les structures sandwiches et les formes auxétiques. Par ailleurs, les notions et définitions relatives aux composites biosourcées sont rappelées. Cela a permis de mettre en évidence les bonnes propriétés des fibres végétales. Puis, de nombreux types et architectures de structure auxétiques sont décrits. Dans les deux cas, une revue de la littérature concernant spécifiquement les matériaux auxétiques, les renforts et les matrices biosourcées sont proposés. Les procédés de mise en œuvre des matériaux composites et sandwiches les plus couramment utilisés sont rappelés. Après avoir présenté les principaux avantages des structures auxétiques, une étude approfondie sur la structure en nid d'abeilles réentrantes est exposée. Enfin, les différents mécanismes d'endommagement des matériaux composites sont discutés. Ainsi, une méthode de contrôle non destructive par émission acoustique est présentée.

Chapitre 2 : Sélection et caractérisation quasi-statique des constituants du sandwich

Résumé

Ce chapitre présente la phase de sélection et de caractérisation des constituants de la structure sandwich. D'abord, la méthodologie de sélection de la matrice, des renforts, de la structure de l'âme ainsi qu'un procédé de mise en œuvre est expliqué. La sélection est basée sur le compromis entre les performances mécaniques et écologiques des matériaux. Ainsi, une matrice en acide polylactique renforcée par des microfibrilles en lin (PFF) a été choisie pour la construction des peaux et de l'âme, soit du sandwich. Le procédé de mise en œuvre choisi est celui-ci de l'impression 3D. L'âme est de forme de nid d'abeilles ré-entrant ayant un comportement auxétique. Ensuite, les constituants du sandwich, peaux et âmes, ont été caractérisés en traction et en compression. Des hautes capacités d'absorption d'énergie ont été présentées par l'âme auxétique suite aux essais de compression.

2.1 Introduction

Les matériaux sandwichs biosourcés deviennent de plus en plus un choix attractif pour différentes applications industrielles afin de faire face aux problèmes environnementaux. De plus, les structures auxétiques ont montré des propriétés mécaniques élevées surtout en termes d'absorption d'énergie. En s'appuyant sur l'étude bibliographique développée précédemment, il a été prouvé qu'une combinaison du matériau sandwich avec une structure auxétique et un matériau biosourcé, en particulier des bio-composites renforcés par des fibres de lin, peut constituer un matériau à hautes propriétés mécaniques et particulièrement un amortissement élevé.

L'objectif de ce chapitre est de construire un matériau possédant des propriétés dissipatives élevées tirées des matériaux auxétiques, des caractéristiques d'amortissement élevées tirées des fibres de lin ainsi que des performances spécifiques des composites sandwichs. On s'intéressera en particulier sur la réalisation d'un matériau sandwich totalement biosourcé à âme auxétique. Des essais de traction et de compression ont été effectués afin d'étudier les propriétés mécaniques des structures étudiées. Une prédiction des résultats expérimentaux en traction a été élaborée en utilisant la méthode des éléments finis ainsi qu'analytique.

2.2 Méthodologie de sélection

L'objectif de ce chapitre est de choisir les constituants totalement biosourcés et la forme de l'âme de la structure sandwich à étudier. On s'intéressera à la justification des matériaux choisis en se basant sur l'analyse bibliographique réalisée précédemment. Différents critères de sélection ont été pris en compte pour faire le choix. Les fibres et la matrice seront choisis de façon à aboutir à des propriétés mécaniques intéressantes (rigidité et résistance) ainsi que des propriétés amortissantes importantes pour les fibres. Pour la forme de l'âme, on cherchera de bonnes propriétés en cisaillement, en compression et surtout une grande capacité à absorber de l'énergie mécanique. De plus, les matériaux totalement biosourcés et biodégradables seront privilégiés. En effet, l'étude de ces types de matériaux a montré qu'ils peuvent être considérés comme une alternative durable aux matériaux conventionnels grâce à leurs disponibilités, biodégradabilités et recyclabilités.

2.2.1 Choix des fibres

2.2.1.1 Performances des fibres naturelles

Les performances des composites dépendent non seulement de la matrice en polymère mais aussi des fibres utilisées comme renforts. Le type des fibres, leurs propriétés physiques et chimiques et la qualité d'adhésion des fibres avec la matrice ont été étudiés [140]. En effet, les fibres végétales possèdent une microstructure très particulière due à leurs bonnes propriétés spécifiques. Elles sont constituées d'un assemblage concentrique de différentes couches telles que la cellulose, l'hémicellulose, les lignines, les pectines et quelques traces de cires [7]. Cette architecture est montrée dans la Figure 2.1. On remarque la présence d'une paroi très fine notée P qui enveloppe des parois secondaires (S1, S2, S3). Cette composition et distribution des couches sont à l'origine des bonnes propriétés spécifiques des fibres végétales.

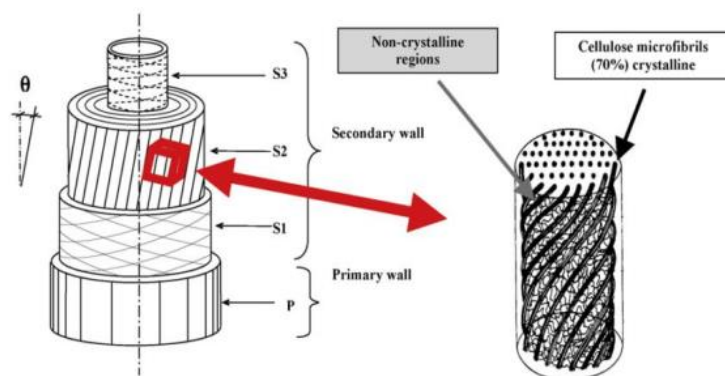


Figure 2.1 Structure d'une fibre élémentaire, d'après Bourmaud et al. [141]

Les parois de la fibre naturelle sont constituées de microfibrilles de cellulose imprégnée dans une matrice d'hémicellulose (cas des fibres de lin). Cette composition microstructurale est à l'origine d'un comportement mécanique intéressant. Ainsi, les fibres naturelles ont été le centre d'intérêt de plusieurs chercheurs [141, 142, 143]. Le comportement en traction de ces fibres ont mis en évidence un comportement non linéaire. Le comportement général est caractérisé par une baisse de la rigidité survenant pour un faible niveau de contrainte, suivie d'une augmentation avant un comportement quasi-linéaire jusqu'à la rupture. Ce comportement non linéaire a été expliqué par le fait que les microfibrilles de cellulose se réorientent progressivement au cours de l'essai. Il a été également montré que les propriétés mécaniques des fibres élémentaires de lin dépendent fortement de l'angle formé initialement par les microfibrilles.

2.2.1.2 Les fibres de lin

Les fibres naturelles sont très utilisées sur le marché des composites. En considérant le diagramme d'Ashby présenté en Figure 2.2 qui présente la rigidité en fonction de la résistance (rapportée à la masse) des fibres naturelles les plus utilisées, on remarque que les fibres de lin présentent des propriétés mécaniques très proche à celles des fibres de verre. En raison de leur culture importante en France, les fibres de lin ont été choisies en tant que renfort pour les structures sandwichs à étudier. L'extraction des fibres de lin se fait suivant différentes phases ; la récolte, le rouissage, battage, décortication, etc. Bos et al. [144] ont présenté les différents constituants d'une tige de lin allant jusqu'aux microfibrilles de cellulose qui constituent les fibres élémentaires.

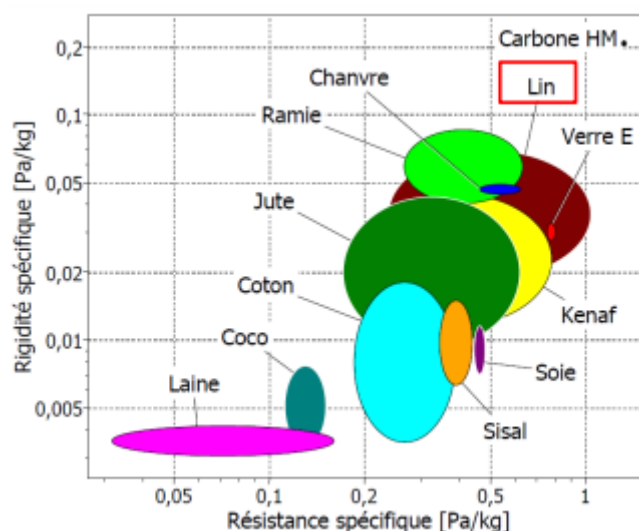


Figure 2.2 Carte de sélection des fibres de renfort [2].

La fibre de lin est utilisée dans la fabrication de nombreux produits comme l'huile alimentaire, pour constituer des litières animales et surtout pour la réalisation de textiles à usage vestimentaire. Le lin est donc une plante entièrement valorisable. Récemment, les composites à fibres naturelles de lin ont été étudiés. Satyanarayana et al. [32] ont déterminé les propriétés mécaniques en traction des fibres de lin et les classer en fonction de leurs diamètres et de leurs emplacements dans les tiges. Le comportement mécanique des composites à fibres naturelles est très différent de celui des composites classiques à fibres synthétiques [145, 146]. Les auteurs ont montré que les éco-composites possèdent des caractéristiques mécaniques relativement élevées grâce à leurs faibles masses et qui peuvent être améliorées par des traitements des fibres et/ou des interfaces.

La microstructure des fibres de lin est responsable à leur comportement mécanique important. Les fibres élémentaires de lin présentent une section quasi hexagonale avec des propriétés géométriques très variables suivant la longueur de la fibre. Cette variabilité cause une dispersion des propriétés mécaniques des fibres ayant différentes origines géographiques et différentes années de production [147]. Le Tableau 2.1 présente les principales propriétés des fibres de lin, notamment la masse volumique ρ , le module d'Young en traction E , la contrainte à la rupture σ_r et la déformation à la rupture ϵ_r .

Tableau 2.1 Propriétés principales des fibres de lin [147, 148].

Grandeur	ρ [Kg.m ⁻³]	E [GPa]	σ_r [MPa]	ϵ_r [%]
Intervalle	1450 - 1550	35 - 75	450 - 2200	1,35 – 3,5

2.2.2 Choix de la matrice

Le marché des polymères est dominé par les matières plastiques. Face aux problèmes environnementaux et écologiques, on constate l'émergence des polymères biodégradables [149]. La Figure 2.3 présente les différents types de matrices qui peuvent être utilisées dans les composites. On remarque que l'acide polylactique (PLA) est un polymère à la fois biologique et biodégradable.

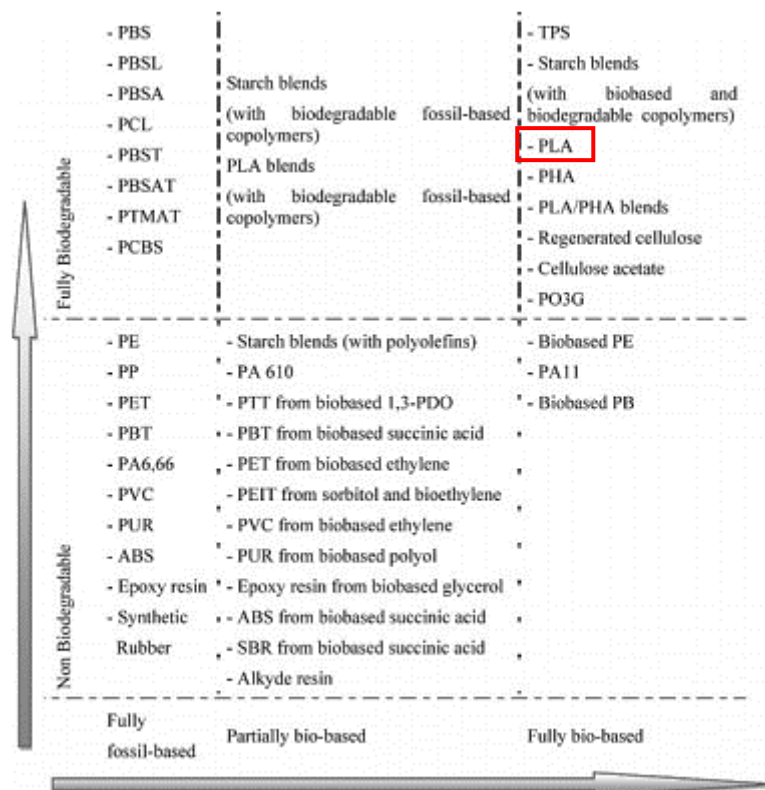


Figure 2.3 Différents types de matrices et leurs biodégradabilités [140].

Le PLA a été largement étudié dans la littérature en tant que matrice à base des polymères. Une large gamme de fibres végétales a été utilisée comme des renforts d'une matrice constituée principalement du PLA. Oksman et al. [150] ont étudié les propriétés mécaniques du composite en PLA/lin et les comparer par celui en PP/lin. Ils ont montré que la résistance du PLA/lin est d'environ 50% supérieure à celle des composites PP/lin. La rigidité aussi du PLA/lin est augmentée de 3,4 à 8,4 GPa avec l'addition de 30% en poids de fibres de lin. Il a été prouvé aussi que le composite en PLA renforcé par des fibres de lin est biodégradable [151]. Les effets du recyclage [152] ainsi que le vieillissement en eau de mer [153] sur les propriétés mécaniques ont été évalués et ils sont avérés similaires à celles du verre/PP. Les propriétés mécaniques et thermiques des composites de PLA renforcés par des fibres de kenaf [154, 155] ainsi que sa biodégradabilité [156] ont été étudiés. Il a été prouvé que les propriétés en statique de ce composite sont supérieures à celles de la feuille de kenaf et du film PLA tout seul. Les fibres de jute ont été aussi utilisées comme des renforts d'une matrice en PLA [157, 158]. Les propriétés de traction des composites étaient significativement plus élevées que celles du PLA seul. Les mécanismes d'endommagement de ce composite ont été examinés et des vides entre les faisceaux de fibres de jute et la matrice de PLA ont été trouvés. De plus les caractéristiques du PLA ont été déterminées et présentées en Tableau 2.2.

Tableau 2.2 Propriétés principales de la matrice en PLA [159].

Matériau	E [GPa]	R _m [MPa]	A% [%]	La résistance à la flexion [MPa]	Le module de flexion [MPa]
PLA	3-4	50-70	2-10	1000	4000-5000

Les composites hybrides à matrice en PLA ont été aussi élaborés. Des fibres de kenaf, de bambou et de coco ont été utilisées pour renforcer une matrice en PLA [160]. Trois types de composites hybrides, kenaf-coco/PLA, bambou-coco/PLA et kenaf-bambou-coco/PLA, ont été fabriqués et caractérisés en traction et en flexion. Les résultats montrent que les composites kenaf-coco/PLA possèdent un module de flexion élevé, environ 70% plus élevé que les autres combinaisons. Les auteurs ont prouvé qu'une combinaison entre les fibres de bambou et kenaf de haute résistance et rigidité avec les fibres de coco de forte ductilité améliore les résistances à la traction et à la flexion. Okubo et al. [161] ont étudié le comportement du composite basé sur une matrice en PLA renforcée par des micros fibres de cellulose et des fibres de bambou. Les auteurs montrent que les micros fibres de cellulose empêchent la croissance soudaine des

fissures en créant une interphase dans la matrice du PLA autour de la fibre de bambou. L'énergie de déformation est améliorée jusqu'à la rupture.

2.3 Choix de l'âme et paramétrage

2.3.1 Choix de l'âme

Le rôle de l'âme est d'améliorer le moment quadratique de la structure globale. L'âme est destinée à supporter les efforts de cisaillement et de compression au cours de sollicitation. Pour cette raison, les structures cellulaires comme les nids d'abeilles sont particulièrement appropriées. Ces structures permettent d'avoir de basses masses volumiques tout en assurant une certaine rigidité et résistance en cisaillement et en compression. La Figure 2.4 illustre une forme particulière de nid d'abeilles, appelée nid d'abeilles ré-entrante ou auxétique.

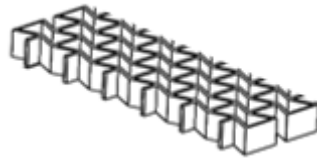


Figure 2.4 La forme de l'âme en nid d'abeille ré-entrante.

Les structures auxétiques sont devenues le centre d'attention de nombreux chercheurs en raison de leurs propriétés mécaniques spécifiques élevées [162, 163, 164]. Ces structures présentent une courbure synclastique lorsqu'elles sont soumises à une flexion hors plan [165]. Ce comportement encourage l'utilisation des structures auxétiques dans des géométries complexes hors plan. Li et Wang [100] ont étudié le comportement en flexion d'une structure sandwich à âmes en nid d'abeilles conventionnelles et ré-entrantes. Ils ont utilisé la technique d'impression 3D pour produire ces géométries complexes. Ils ont prouvé [100] que les sandwichs à âmes auxétiques améliorent les capacités d'absorption d'énergie. De plus, des études théoriques sur les nids d'abeilles ré-entrantes ont été réalisées [102] et il a été prouvé qu'ils améliorent le rapport rigidité au cisaillement/poids par rapport aux nids d'abeilles conventionnels.

2.3.2 Paramétrage

La forme auxétique utilisée est celle de nid d'abeilles ré-entrante. C'est une structure régulière et périodique, formée d'un ensemble ordonné de cellule élémentaire. La géométrie et les paramètres de la cellule élémentaire sont présentés en Figure 2.5 (a). l présente la longueur

des parois cellulaires inclinées et h présente la longueur des parois verticales. θ est l'angle initial entre les parois inclinées et la direction X. b et t sont respectivement l'épaisseur de l'éprouvette suivant l'axe Z et l'épaisseur de la paroi cellulaire. Les longueurs L et H de la cellule suivant les axes X et Y sont paramétrées de façon à aboutir aux quatre configurations présentées en Figure 2.5 (b). La largeur des éprouvettes est fixée à 25 mm. Elle est discrétisée en un nombre entier de cellules élémentaires entre 1, 2, 3 et 4 cellules. La valeur de l'angle θ est fixée à -20° . C'est la valeur limite qu'on peut choisir pour ne pas perdre la forme de la cellule auxétique au cours de la fabrication.

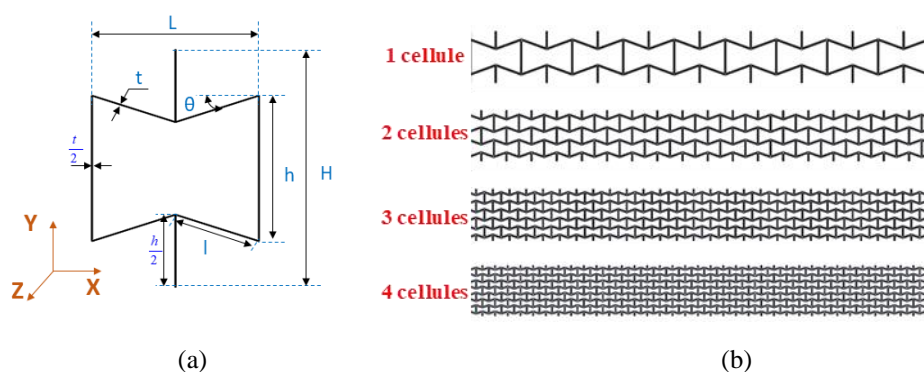


Figure 2.5 (a) Les paramètres de l'âme, (b) les quatre configurations d'âme.

Les paramètres de la cellule élémentaire choisis permettent de déterminer la densité relative de la structure. Elle est définie comme le rapport entre la densité des cellules auxétiques et la densité du matériau de base, elle est calculée par l'équation (2.1) comme suit :

$$\frac{\rho}{\rho_s} = \frac{t/l(h/l + 2)}{2 \cos \theta (h/l + \sin \theta)} \quad (2.1)$$

Les dimensions moyennes des échantillons imprimés et les densités relatives de chaque configuration sont données dans le Tableau 2.3.

Tableau 2.3 Les paramètres de la forme auxétique.

Nombre de cellule en largeur	l (mm)	h (mm)	θ (degré)	t (mm)	b (mm)	ρ/ρ_s (%)
1	13,3	17,04	-20	0,6	5	8,3
2	6,65	8,52	-20	0,6	5	16,7
3	4,43	5,68	-20	0,6	5	25,1
4	3,32	4,26	-20	0,6	5	33,5

2.4 Choix d'un procédé de mise en œuvre

Compte tenu de la forme de l'âme sélectionnée, un procédé de mise en œuvre a été retenu parmi ceux décrits dans le premier chapitre. Afin de pouvoir assurer la fabrication des

sandwiches à âmes auxétiques en minimisant les défauts de fabrication, il est bien recommandé d'utiliser la méthode de la fabrication additive (impression 3D). En effet, le procédé d'impression 3D intéresse de plus en plus les industriels. C'est une révolution culturelle dans tous les domaines médicaux, transport, architecturales...

L'imprimante 3D consiste à déposer le filament fondu pour créer des couches qui traduisent la forme souhaitée. La machine utilisée est le MakerBot Replicator 2 Desktop présentée en Figure 2.6. Elle est équipée de 3 éléments principaux : une bobine sur laquelle on charge le filament, une tête d'extrusion à partir de laquelle la matière se fond et se dispose pour créer l'objet et un plateau chauffant sur lequel est imprimée la pièce.

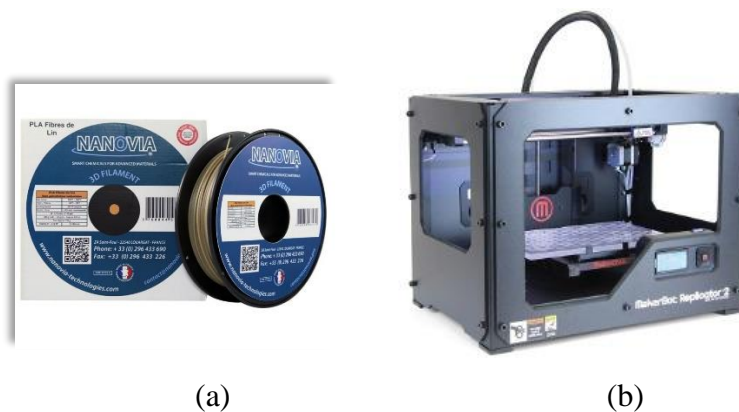


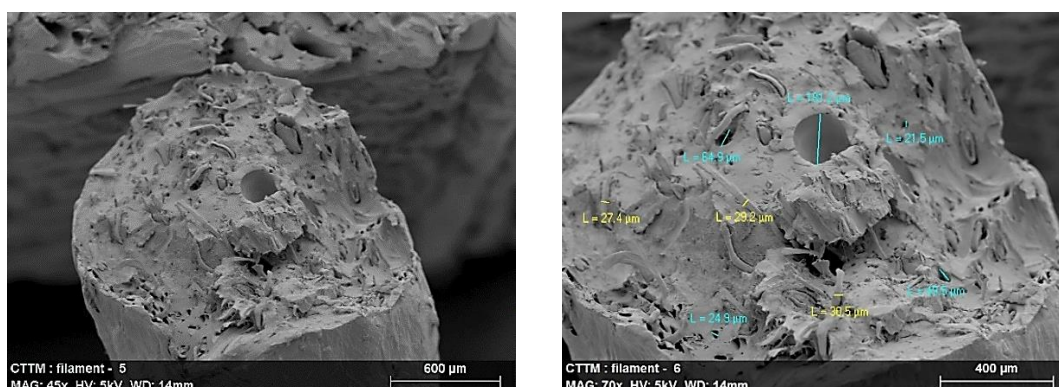
Figure 2.6 (a) Bobine en PFF, (b) La machine d'impression 3D.

Dans un premier temps, la conception des peaux, des âmes auxétiques ainsi que des structures sandwiches sont réalisés à partir d'un logiciel de CAO. Le fichier 3D obtenu est enregistré sous format STL puis découpé en plusieurs couches à l'aide du logiciel dénommé Makerbot en utilisant des « settings » qui correspondent à des paramétrages. Tous les paramètres d'impression sont réglés à partir de ce logiciel. En suivant certains paramètres proposés par le fournisseur, la température d'extrusion est fixée à 210°C (c'est la température de fusion du PFF) avec une vitesse de déplacement de la buse de 100 mm.s⁻¹ et la température du plateau chauffant est égale à 55 °C. Dans un second temps, la buse d'extrusion s'échauffe jusqu'à la température de fusion du PFF. Le filament fondu est alors extrudé sur le plateau chauffant à l'aide d'une buse qui se déplace suivant les 3 axes : X, Y et Z. Par la suite, le plateau descend d'un niveau à chaque nouvelle couche appliquée jusqu'à l'impression de toutes les couches formant la pièce. Finalement, on doit obtenir la forme de la pièce modélisée au début.

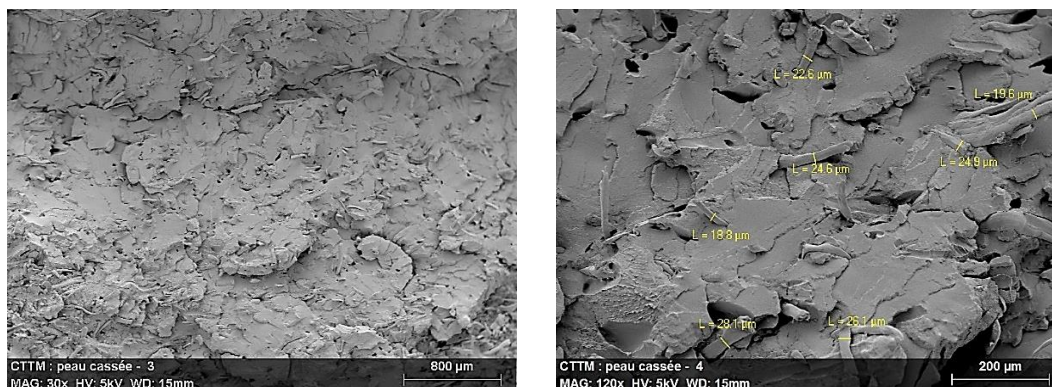
2.5 Caractérisation générale de la microstructure

La caractérisation générale de la microstructure du matériau utilisé consiste à réaliser des observations microscopiques sur des filaments en PFF avant impression et après impression afin de mettre en évidence la qualité des interfaces fibre/matrice ainsi que l'effet de l'impression sur la microstructure. Dans cette section, différents échantillons du filament non imprimé et imprimé ont été polis et couverts avec une couche fine d'or, ensuite analysés à l'aide d'un microscope électronique à balayage du type 'HITACHI_S-3200N'. Plusieurs observations peuvent être constatées à partir des photographies obtenues en Figure 2.7.

Dans un premier temps, l'analyse a été réalisée sur un filament non imprimé (Figure 2.7 (a)). On remarque une répartition aléatoire des microfibrilles dans la matrice en présence de quelques zones de porosité. Un agrandissement de la section a été réalisé pour mieux analyser la microstructure. Les dimensions des microfibrilles peuvent être calculées, leurs diamètres et de l'ordre de $29 \mu\text{m}$. On constate bien que ces microfibrilles n'ont pas bien adhéré à la matrice. Ceci est dû à la nature hydrophile des fibres naturelles et de leurs mauvaises compatibilités aux matrices hydrophobes. La matrice en PLA est hydrophobe grâce à sa composition chimique. La matrice présente quelques zones de porosité de dimensions entre $20 \mu\text{m}$ et $180 \mu\text{m}$. Cette faible adhésion fibre/matrice et les porosités de la matrice sont des défauts existant dans la matière de base mais ils restent également faibles. Dans un second temps, l'analyse a été effectuée sur une section de PFF après impression (Figure 2.7 (b)). On remarque bien une diminution des zones de porosités dans la matrice et une meilleure adhésion de l'interface fibre/matrice. Donc on peut conclure qu'après impression, une diminution des défauts de la matière est observée.



(a)



(b)

Figure 2.7 Photo MEB des filaments en PFF : a) avant impression ; b) après impression.

2.6 Comportement mécanique en traction

Cette partie présente la caractérisation du comportement mécanique en traction des peaux et de l'âme auxétique. Les propriétés élastiques et ultimes sont mesurées à l'aide d'une étude expérimentale, analytique et numérique.

2.6.1 Protocole expérimental

Les essais de traction ont été réalisés pour déterminer les propriétés mécaniques du matériau de base et des structures auxétiques. Des éprouvettes de forme haltères ayant une zone utile de 60 mm de longueur, de 10 mm de largeur et de 4 mm d'épaisseur ont été imprimées en 3D et testées selon la norme ASTM D638 [166]. En raison de la méthode de fabrication couche par couche, trois orientations sont testées afin de prendre en compte l'effet du sens d'impression [102]. La Figure 2.8 présente les différentes directions d'impression.

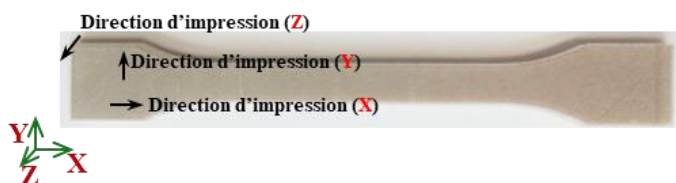


Figure 2.8 Sens d'impression des altères.

Une machine hydraulique standard présentée en Figure 2.9 avec un capteur d'effort de 10 kN et une vitesse de $1 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$ est utilisée pour réaliser les essais de traction. De même, les structures auxétiques ont été testées afin de déterminer leurs propriétés mécaniques (module d'Young et coefficient de Poisson). Les éprouvettes sont imprimées avec une longueur utile de 100 mm, une largeur de 25 mm et une épaisseur de 5 mm. Un bloc de 25 mm de longueur est

imprimé avec les éprouvettes pour éviter l'endommagement des cellules auxétiques lors du serrage. Deux extensomètres ont été utilisés pour mesurer les déformations longitudinales et transverses. De trois à cinq éprouvettes ont été testées pour chaque direction afin d'assurer la répétabilité des mesures.

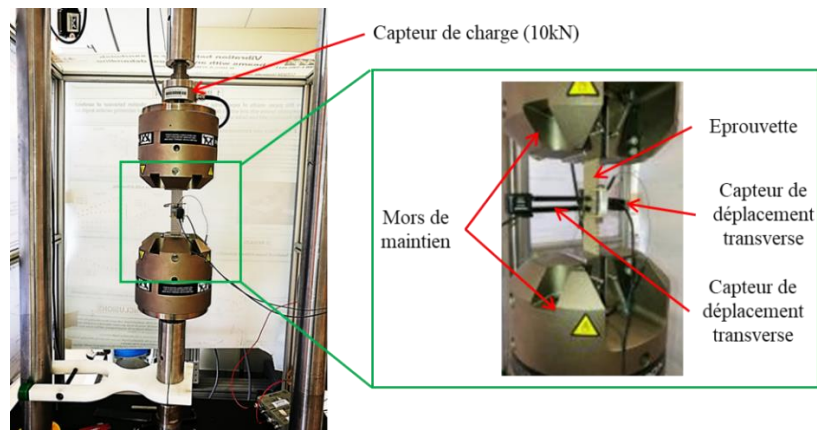


Figure 2.9 Dispositif expérimental de traction.

2.6.2 Présentation du modèle éléments finis

Pour analyser les propriétés mécaniques des structures auxétiques étudiées, des simulations numériques ont été effectuées. L'objectif principal est alors de prédire la réponse des structures auxétiques suite à un essai de traction. Pour ce faire, des modèles 3D sont créés et soumis aux mêmes conditions aux limites expérimentaux pour garantir la validité de l'analyse par les éléments finis.

Les structures auxétiques ont été conçues à l'aide d'un logiciel de CAO (SolidWorks). La longueur totale est de 100 mm, la largeur est de 25 mm et l'épaisseur est de 5 mm (ce qui reproduit la géométrie réelle). La structure est présentée en Figure 2.10, qui permet aussi de visualiser les conditions aux limites. Une extrémité est encadrée (les 6 degrés de liberté en translation et en rotation sont bloqués). Un déplacement U_n est imposé sur l'autre extrémité. Le matériau est considéré comme élastoplastique.

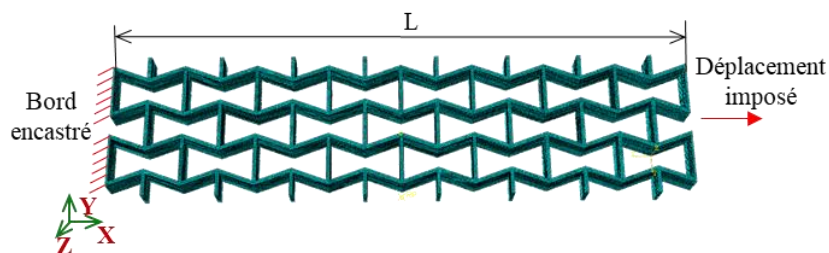


Figure 2.10 Géométrie d'une structure auxétique et conditions aux limites.

La loi de comportement introduite dans le logiciel est celle déterminée expérimentalement par l'essai de traction des altères (c'est la loi de comportement du matériau de base imprimé). La structure a été maillée au moyen du logiciel ABAQUS standard implicite par des éléments linéaires C3D8R hexagonale à 8 nœuds. Le nombre d'éléments (varis selon le nombre de cellules auxétiques entre 50000 et 100000 éléments) est déterminé suite à une étude de convergence de maillage. La non-linéarité de la structure est définie par la géométrie auxétique elle-même importée dans le logiciel.

2.6.3 *Modèle analytique*

Les équations présentées dans le Chapitre 1 [92] sont utilisées pour déterminer les propriétés mécaniques des structures auxétiques analytiquement. Le modèle permet de définir les expressions des modules de traction, des modules de cisaillement et des coefficients de Poisson. D'abord, chaque mode est étudié indépendamment des autres, puis un modèle analytique qui étudie les trois modes simultanément est développé [92, 84]. Le modèle analytique simultané a conduit à un nid d'abeille auxétique presque isotrope, contrairement au comportement hautement anisotrope observé dans les nids d'abeilles déformant par un seul mécanisme [93]. Le coefficient de Poisson dans le plan simplifié est alors donné par l'équation (2.2) [1]:

$$\nu_{xy} = \frac{\cos^2 \theta}{\sin \theta \left(\frac{h}{l} + \sin \theta \right)} \quad (2.2)$$

Afin de déterminer le module d'Young dans la direction du chargement (l'axe X dans ce cas), il faut d'abord déterminer les constantes de forces de flexion K_f , d'étirement K_s et d'articulation K_h . Elles sont décrites en considérant le déplacement de la cellule élémentaire. Les constantes de force relient le déplacement des parois cellulaires d'un nid d'abeille à la force appliquée qui le provoque. Ces différentes constantes sont montrées en annexe A. Ainsi, le module d'Young peut être calculé par l'équation (2.3) [92]:

$$E_x = \frac{K_s \cos \theta}{\left(\frac{K_s}{K_{hf}} \sin^2 \theta + \cos^2 \theta \right) \left(\frac{h}{l} + \sin \theta \right)} \quad (2.3)$$

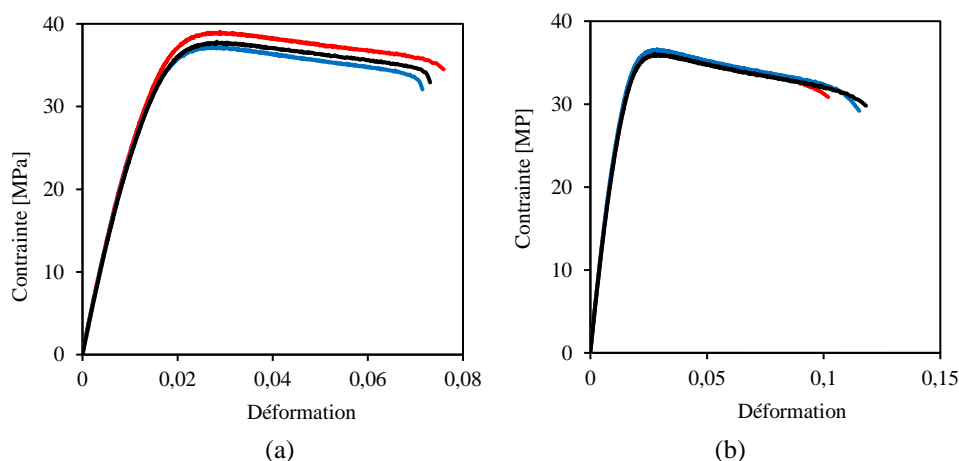
$$\text{Avec } K_f = \frac{bt^3 E_s}{l^3} ; K_s = \frac{bt E_s}{l} ; K_h = \frac{bt G_s}{l} \text{ et } K_{hf} = l^2 \left(\frac{1}{K_f} + \frac{1}{K_h} \right)$$

Où E_s et G_s sont le module d'Young et le module de cisaillement du matériau de base PFF, respectivement. l présente la longueur des parois cellulaires inclinées et h présente la longueur des parois verticales. θ est l'angle initial entre les parois inclinées et la direction X. b et t sont

respectivement l'épaisseur de l'éprouvette suivant l'axe Z et l'épaisseur de la paroi cellulaire. Les structures auxétiques utilisées dans cette étude sont orthotropes. Par conséquent, le coefficient de Poisson ν_{yx} peut être estimé. Néanmoins, seul le coefficient de Poisson ν_{xy} est étudié car les essais de traction sont effectués suivant la direction X.

2.6.4 Caractérisation mécanique des peaux

Considérons le processus de fabrication couche par couche utilisé, il est nécessaire de déterminer les caractéristiques du matériau de base PFF et les comparer avec celles annoncées par le constructeur. De plus, la direction d'impression a été prise en compte et étudiée pour déterminer celle qui améliore les propriétés mécaniques du matériau. Les courbes contraintes/déformations obtenues sont présentées sur la Figure 2.11. On remarque que les parties élastiques linéaires pour chaque direction d'impression sont bien superposées. Par contre, les propriétés ultimes sont dispersées. Considérons la figure qui présente la comparaison entre les résultats des différentes directions d'impression, on remarque que la direction X est celle qui améliore la rigidité et la dureté des éprouvettes puisqu'à cette direction le module d'Young et la résistance élastique à la traction R_e sont les plus élevés. Par contre, la direction Y est celle qui améliore la ductilité du matériau puisque l'allongement à la rupture est élevé suivant cette direction.



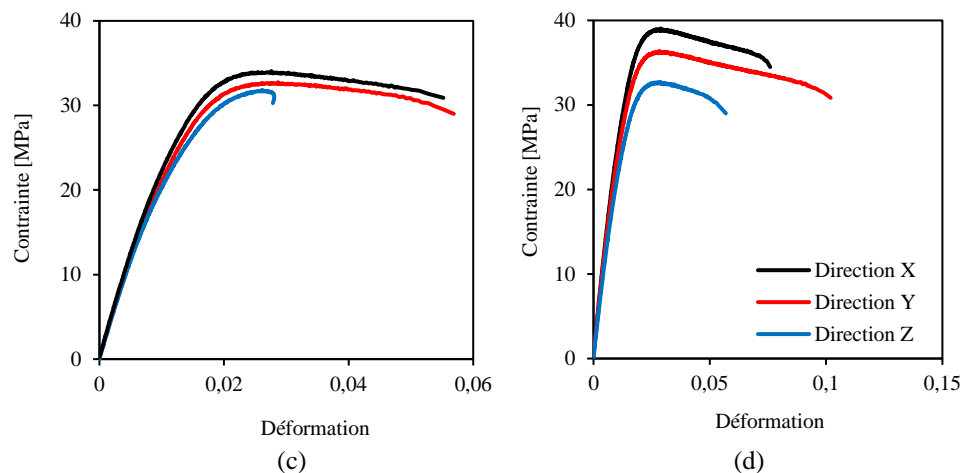


Figure 2.11 Courbes contraintes-déformations des altères en PFF imprimées suivant : a) l'axe X ; b) l'axe Y ; c) l'axe Z et d) comparaison.

Le module d'Young E a été mesuré comme la pente de la courbe contrainte/déformation sur la partie élastique linéaire. Pour chaque direction d'impression, les contraintes et les déformations ultime notées σ_u et ε_u ont été relevées. Les moyennes des différents résultats obtenus sont indiquées dans le Tableau 2.4. Les propriétés élastiques obtenues des altères imprimées sont inférieures à celles annoncées par le constructeur de presque 30%. Cette différence peut être expliquée par le mode de fabrication de l'impression 3D. Le filament en PFF a été chauffé jusqu'à la température de fusion 210 °C puis disposé une à côté de l'autre (processus couche par couche). Ensuite, les éprouvettes sont laissées à refroidir à la température ambiante. Il est bien remarqué que la direction d'impression qui améliore les propriétés mécaniques du matériau est celle suivant X. Par conséquent, toutes les structures auxétiques et poutres sandwiches sont imprimées suivant la direction X.

Tableau 2.4 Propriétés mécaniques des altères déduites des essais de traction.

Propriétés mécaniques	Module d'Young E [GPa]	Contrainte ultime σ_u [MPa]	Déformation élastique ultime ε_y	Déformation plastique ultime ε_u
Direction d'impression X	$2,6 \pm 0,042$	$37,9 \pm 1$	$0,027 \pm 0,002$	$0,073 \pm 0,002$
Direction d'impression Y	$2,5 \pm 0,042$	$36,2 \pm 0,4$	$0,027 \pm 0,001$	$0,111 \pm 0,01$
Direction d'impression Z	$2,3 \pm 0,119$	$32,8 \pm 1,1$	$0,027 \pm 0,002$	$0,055 \pm 0,001$

2.6.5 Caractérisation mécanique de l'âme

Les essais de traction ont été réalisés sur les structures auxétiques. La Figure 2.12 présente les courbes contrainte/déformation longitudinale et transverse pour chaque configuration auxétique. Le module d'Young E est mesuré comme la pente de la courbe

contrainte/déformation longitudinale sur la partie élastique. Le coefficient de Poisson est mesuré comme l'opposé de la pente de la droite présentant la déformation transverse en fonction de la déformation longitudinale. Ces résultats montrent que les déformations longitudinales et transverses sont positives. Cela signifie que le coefficient de Poisson de ces structures auxétiques est négatif.

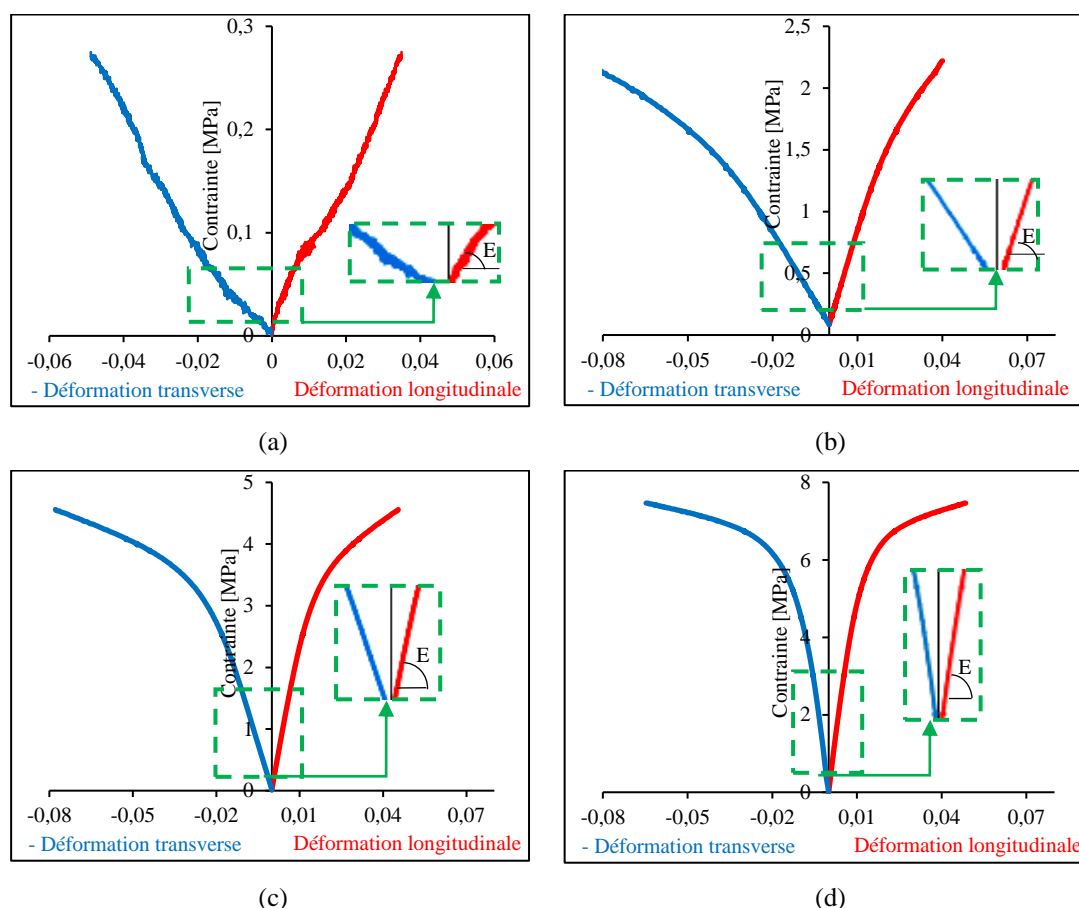


Figure 2.12 Les caractéristiques mécaniques des structures auxétiques pour différents nombres de cellule en largeur : a) 1 cellule ; b) 2 cellules ; c) 3 cellules et d) 4 cellules.

La Figure 2.13 présente les résultats expérimentaux, analytiques et numériques du coefficient de Poisson et du module d'Young des différentes configurations auxétiques. Le coefficient de Poisson de ces formes est négatif, ce qui prouve son comportement auxétique. En effet, au début de l'essai de traction, ces structures tendent à augmenter leurs volumes. La cellule élémentaire passe donc de la forme ré-entrante à une forme rectangulaire. Ensuite, en augmentant la force appliquée, un rétrécissement de la section de l'éprouvette est observé suivi par la rupture totale.

Le coefficient de Poisson expérimental est évalué dans le domaine de la déformation linéaire élastique. Seul le comportement des cellules élémentaires au centre des éprouvettes est pris en

compte pour éviter les effets de bord. Les coefficients de Poisson expérimentales, analytiques et numériques sont en bon accord. L'erreur entre les différentes méthodes de calcul est de l'ordre de 3%. On remarque que le coefficient de Poisson possède la même valeur pour les différentes configurations. Considérant l'équation analytique donnant ν_{xy} on remarque qu'elle ne dépend que de l'angle θ entre les parois inclinées (la même pour les quatre configurations) et du rapport d'aspect de la paroi cellulaire $\alpha = h/l$, qui est identique pour toutes les configurations et égal à 1,28. Les résultats des modules d'Young sont également présentés. L'augmentation du nombre de cellules auxétiques entraîne une augmentation de la rigidité. Les erreurs observées entre les méthodes de calcul utilisées sont à l'origine de différents paramètres. En effet, l'approche analytique utilise plusieurs hypothèses de simplification. De plus, l'analyse par les éléments finis considère le matériau comme étant quasi homogène, ce qui n'est pas le cas en réalité. De même, les essais de traction expérimentaux sont effectués avec des conditions aux limites de serrage imprécises pouvant contribuer aux résultats.

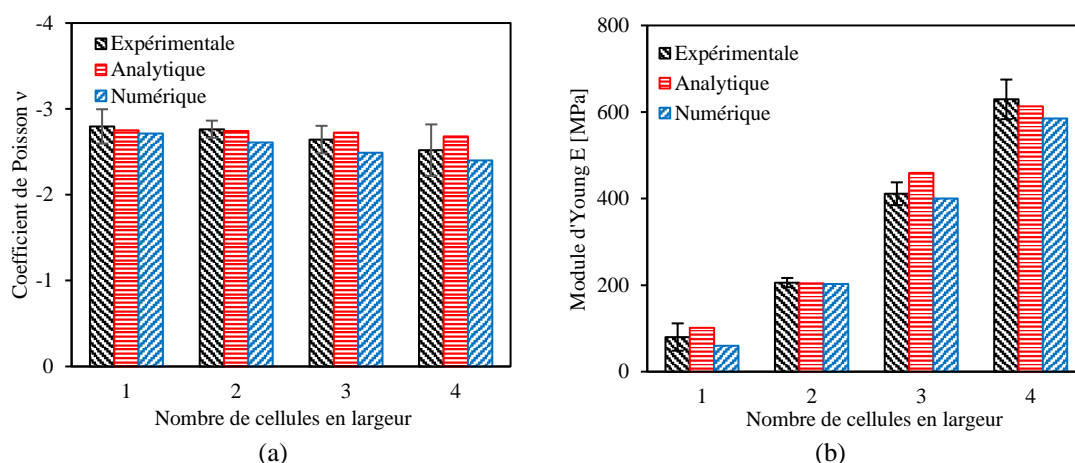


Figure 2.13 Résultats expérimentaux, analytiques et numériques du : a) coefficient de Poisson et b) module d'Young des différentes configurations de la structure auxétique.

2.7 Comportement mécanique en compression

L'âme auxétique est sensée être sollicitée en compression. Des essais de compression ont été réalisés afin de déterminer ses caractéristiques mécaniques (rigidité et résistance) et notamment ses capacités d'absorption d'énergie.

2.7.1 Protocole expérimental

Les essais de compression ont été réalisés selon la norme ASTM C365 [167] sur une machine équipée d'un capteur de force de 100 kN. Des blocs de $50 \text{ mm} \times 25 \text{ mm} \times e_a$ ont été

imprimés pour les quatre configurations (1, 2, 3, 4 cellules). Trois épaisseurs d'âme e_a de 5 mm, 10 mm, 15 mm ont été testées. Le déplacement axial en compression est celui donné par la machine. La Figure 2.14 présente le dispositif expérimental utilisé. L'effort de compression est appliqué au moyen de deux plateaux en acier.

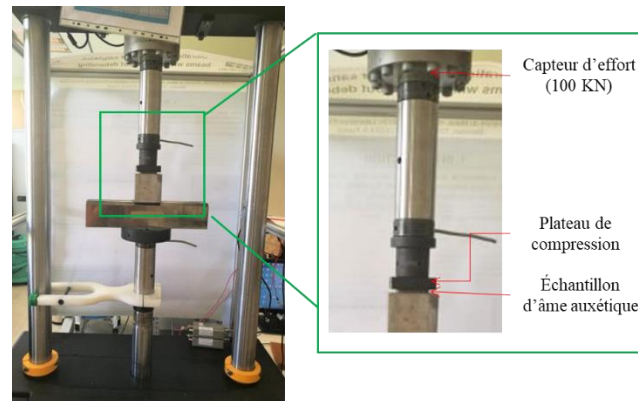


Figure 2.14 Dispositif expérimental de compression.

2.7.2 Résultats des essais de compression

2.7.2.1 Caractéristique mécanique de l'âme en compression

Les essais de compression ont été réalisés sur différentes configurations de structure auxétique. La Figure 2.15 présente une courbe contrainte/déformation typique du comportement en compression de l'âme auxétique. Trois zones de comportement peuvent être distinguées à partir des résultats présentés. Initialement, un domaine élastique linéaire est observé. La contrainte évolue de façon linéaire en fonction de la déformation appliquée, ce qui permet de mesurer le module de compression. Une contrainte seuil est observée à la fin de cette phase et qui correspond à la contrainte à la rupture suivie d'une courte phase de diminution de la charge. Par la suite, une deuxième zone est observée. Un plateau de contrainte constant est défini pendant un intervalle de déformation appliqué important. Finalement, une troisième zone en fin d'essai pendant laquelle le matériau est totalement écrasé est défini. La contrainte augmente rapidement dans cette zone, permettant de définir la phase de densification.

À partir des courbes contrainte/déformation obtenues, il est possible de déterminer le module de compression. Le résultat est présenté en Figure 2.16. L'influence du nombre de cellules est bien remarquée. L'augmentation du nombre de cellules implique l'augmentation de la densité de ces structures d'où l'amélioration du module de compression. L'augmentation du nombre de cellules influe non seulement sur le module de compression mais sur toute la

réponse en compression. La Figure 2.17 présente l'effet du nombre de cellules sur le comportement de l'âme. On remarque que la contrainte à la rupture, la contrainte plateau ainsi que la rigidité augmentent avec le nombre de cellules. L'effet de l'épaisseur de la structure auxétique a été également déterminée et présentée en Figure 2.18. On remarque que l'augmentation de l'épaisseur augmente le plateau de contrainte ce qui est prévu. La contrainte à la rupture diminue en augmentant l'épaisseur. Cela peut être expliqué par les modes d'endommagement des structures auxétiques par compression. En augmentant les longueurs des parois cellulaires (augmentation de l'épaisseur), le vide intracellulaire augmente ce qui induit à une charge faible pour « effondre » le matériau.

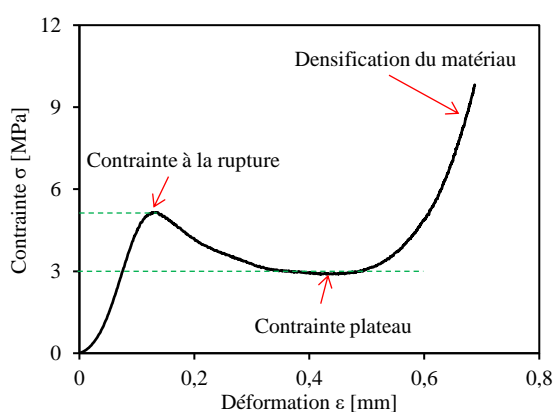


Figure 2.15 Courbe de comportement en compression d'une âme d'épaisseur 5 mm avec 1 cellule en largeur.

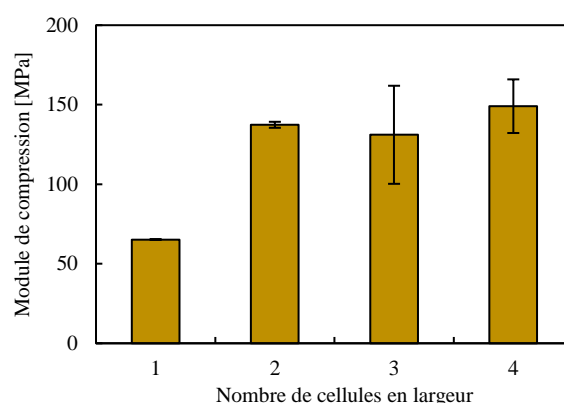


Figure 2.16 Module de compression pour différentes configurations d'âme auxétique.

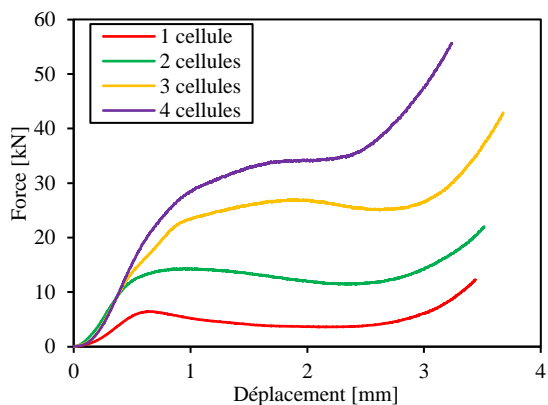


Figure 2.17 Courbe force/déplacement des essais de compression des âmes pour différentes nombre de cellules en largeur et une épaisseur de 5 mm.

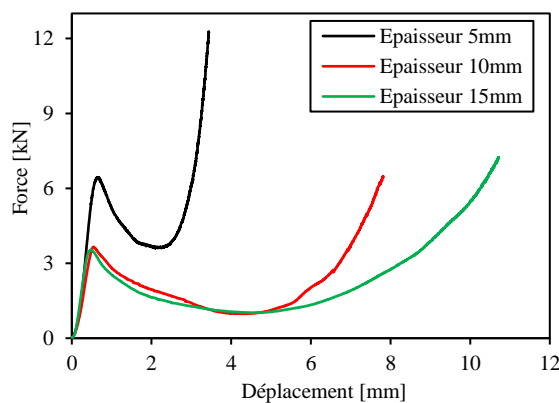


Figure 2.18 Courbe force/déplacement des essais de compression de l'âme avec 1 cellule en largeur pour différentes épaisseurs.

2.7.2.2 Energie dissipée

La capacité d'absorption d'énergie des structures est une caractéristique importante pour leurs applications. Du point de vue de l'absorption d'énergie, le nombre de cellules (densité

relative) est un paramètre important. Les essais expérimentaux en compression permettent de calculer les quantités des énergies dissipées par les différentes configurations d'âmes. Ainsi, pour les différentes configurations d'âme étudiées (plusieurs nombres de cellules ainsi qu'épaisseurs), la Figure 2.19 présente la quantité d'énergie dissipée par ces structures. On peut constater que l'énergie dissipée augmente avec le nombre de cellules et avec l'épaisseur de la structure. En effet, l'augmentation du nombre de cellules inclue l'augmentation de la rigidité de la structure. Cela améliore sa capacité à supporter l'effort d'écrasement et donc améliore sa dissipation d'énergie. De même, l'augmentation de l'épaisseur de la structure sert à augmenter le plateau de contrainte, ce qui donne plus de temps à la structure avant de « s'effondrer ». Par conséquent, le choix du nombre de cellules ainsi que l'épaisseur de la structure doivent être étudié en fonction des résultats souhaités.

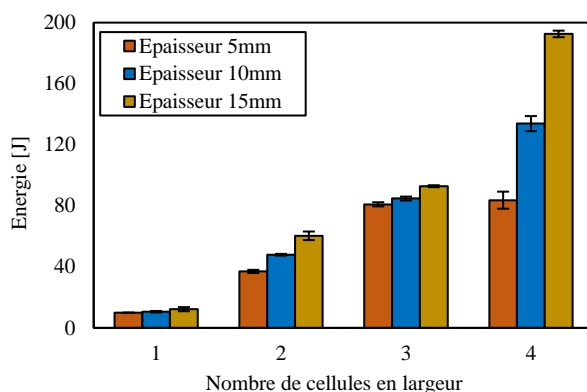


Figure 2.19 Evolution de l'énergie dissipée pour différentes configurations d'âmes.

2.7.2.3 Discussion

Afin de discuter les performances de la structure auxétique en PFF, une représentation des résultats expérimentaux en termes de force maximale appliquée est présentée en Figure 2.20. On remarque que l'âme possédant un grand nombre de cellules avec une épaisseur faible est celle qui présente la charge maximale. En effet, pour une même épaisseur, l'augmentation du nombre de cellules imprimés (densité de la structure) conduit à diminuer le vide intracellulaire dans la structure. Au cours de l'essai de compression, les cellules vont être écrasées. Dans les structures qui contiennent plus de vide, les parois cellulaires écrasées vont trouver plus l'espace pour se déformer. Par contre les cellules élémentaires des autres structures vont s'effondrer, ce qui nécessite plus de charge pour ce faire. D'autre part, l'augmentation de l'épaisseur implique une diminution dans la charge appliquée. Ce résultat peut être expliqué par le suivi de l'endommagement dans ces structures.

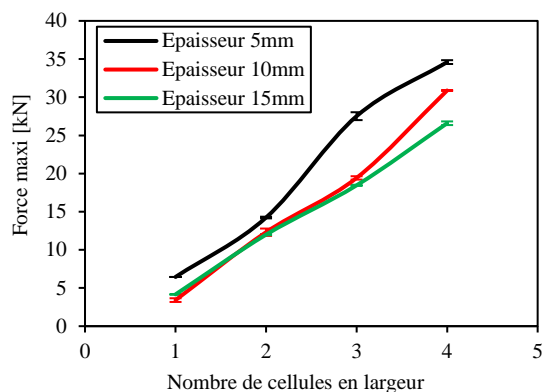


Figure 2.20 Evolution de la force maximale en fonction du nombre de cellules pour différentes épaisseurs.

La Figure 2.21 présente le processus d'endommagement d'une structure auxétique avec 2 cellules en largeur pour différentes épaisseurs. Dans un premier temps, les parois cellulaires flambent élastiquement jusqu'à une contrainte maximale à partir de laquelle la déformation des parois devient plastique. Par la suite, les cellules s'écrasent progressivement en formant des plis, c'est la phase où la contrainte devient constante. Dans cette phase, les parois cellulaires écrasées seront distribuées dans les vides intracellulaires. Le matériau se déforme sans augmentation de la contrainte jusqu'à la disparition des vides. Dans le cas où l'épaisseur de l'âme (longueur des parois cellulaires) est faible, le vide intracellulaire est faible aussi. À ce moment, le plateau de contrainte va être faible et on observe l'apparition de la troisième phase de densification de l'âme auxétique lorsque toute la hauteur des parois cellulaires est consommée par les plis. Par conséquent, les structures auxétiques possèdent une grande capacité de déformation ce qui favorise leurs dissipations de l'énergie mécanique.

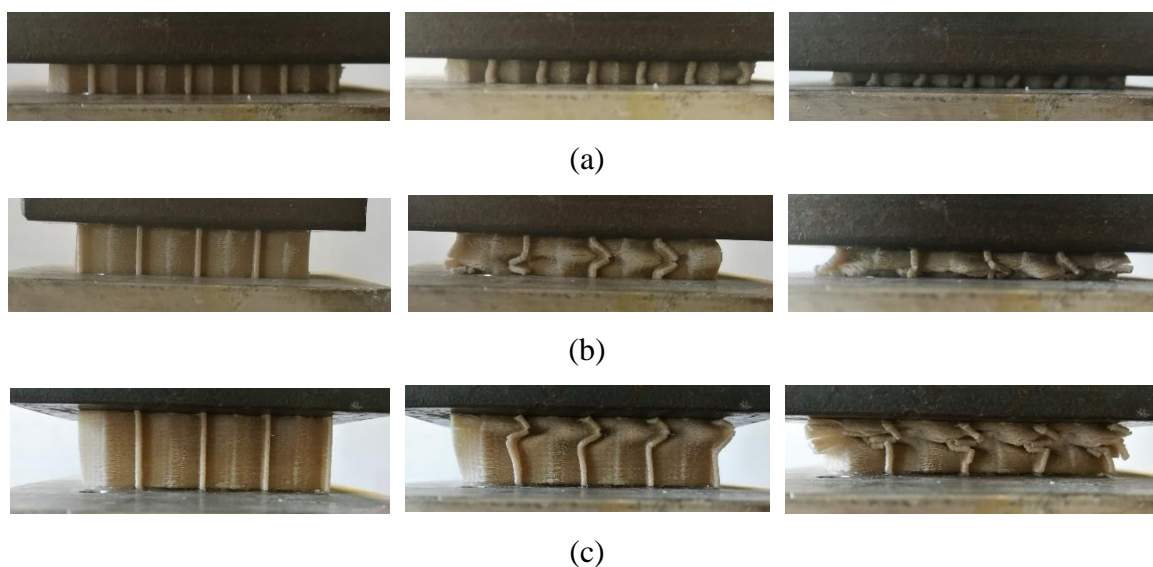


Figure 2.21 Processus d'endommagement des âmes auxétiques avec différentes épaisseurs : a) 5 mm ; b) 10 mm ; c) 15 mm.

2.8 Conclusion

Ce chapitre a présenté la méthodologie de sélection des constituants de la structure sandwich ainsi que ses caractérisations en traction et en compression. Le critère de choix basé sur la réalisation d'une structure biosourcée avec des propriétés mécaniques intéressantes a permis de s'orienter vers la réalisation d'une structure sandwich en PLA renforcée par des fibres de lin à âme en nid d'abeilles hexagonales ré-entrant. Le matériau choisi est totalement biosourcé et biodégradable. Le procédé d'impression 3D a ainsi été utilisé pour la mise en œuvre des peaux, âmes et sandwiches. Une étude de la littérature a permis de mettre en évidence l'intérêt de l'utilisation de la matrice PLA et des fibres de lin. Des bonnes propriétés mécaniques et vibratoires ont été observées dues à la microstructure des fibres végétales. Par ailleurs, les structures auxétiques ont présenté des bonnes propriétés de compression, de cisaillement et d'absorption d'énergie.

Le comportement mécanique du composite PLA/lin a été étudié par des essais de traction. Le sens d'impression a été étudié et choisit de façon à améliorer les propriétés mécaniques en traction puisque les peaux sont sollicitées à supporter les efforts de traction. Par la suite, des essais de traction et de compression ont été effectués sur des éprouvettes en nid d'abeilles ré-entrant. Les différents essais réalisés ont mis en évidence les bonnes propriétés mécaniques du matériau et de la structure auxétique choisie.

Chapitre 3 : Caractérisation quasi-statique des poutres sandwiches

Résumé

Ce chapitre présente la caractérisation statique du comportement mécanique des éco-composites sandwiches en PFF à âme en nid d'abeilles ré-entrante. Dans un premier temps, des essais de flexion trois-points quasi-statiques ont été réalisés. Il s'agit en effet d'un des principaux modes de sollicitation de ce type de structure. Quatre configurations différentes ont été étudiées en variant le nombre de cellules. Leurs propriétés élastiques ont été déterminées et les propriétés principales de leurs constituants (peaux et âme) ont pu être vérifiées. De plus, une étude analytique de la rupture ainsi qu'une étude par des éléments finis ont été réalisées dans le but de prédire les résultats expérimentaux. Dans un deuxième temps, une étude du comportement des poutres sandwiches en indentation est effectuée afin de déterminer la réponse de ces structures suite à ce type de sollicitation. Ces essais ont été suivis par émission acoustique (EA) afin d'identifier et de suivre les mécanismes d'endommagement au cours de l'essai. Trois classes d'événements acoustiques ont été trouvées pour différentes configurations de sandwiches. Des études macro et microscopiques des faciès de rupture ont été effectuées afin de proposer une corrélation entre les classes d'EA enregistrées et les endommagements observés.

3.1 Introduction

La flexion et l'indentation sont deux principales modes de sollicitation des structures sandwichs. Ces dernières sont couramment utilisées dans des applications de type cloison ou plancher. Dans ce chapitre, des éco-composites sandwichs à âme en nid d'abeilles ré-entrantes ont été testés en statique sous des sollicitations de flexion et d'indentation. Les poutres testées possèdent différents nombres de cellules et différentes épaisseurs. Elles sont élaborées en utilisant la technique de l'impression 3D.

Dans un premier temps, les poutres ont été testées en flexion trois-points afin d'obtenir les propriétés mécaniques. De plus, une analyse par les éléments finis est élaborée pour prédire les résultats expérimentaux. Des observations microscopiques à l'aide du microscope électronique à balayage (MEB) ont été effectuées afin d'observer les faciès de rupture par flexion. Ensuite, des essais d'indentation ont été élaborés sur différentes configurations de sandwichs. Le comportement de la structure étudiée suite à ce type de sollicitations a été mis en évidence.

Finalement, un suivi des mécanismes d'endommagement suite aux essais d'indentation a été réalisé en utilisant la technique de l'émission acoustique. L'identification des mécanismes d'endommagements est réalisée à l'aide de la classification non supervisée en utilisant une technique statistique multivariable. Les signaux acoustiques détectés sont classés à l'aide de l'algorithme des k-moyennes. Les paramètres utilisés pour la classification sont l'amplitude, l'énergie acoustique, le nombre de coups cumulé, le temps de montée ainsi que la durée. Une étude de la microstructure des échantillons étudiés a été réalisée et corrélée avec les classes obtenues par la classification dans le but d'identifier les mécanismes d'endommagement.

3.2 Comportement mécanique en flexion

L'avantage d'une poutre sandwich est dû à son moment quadratique élevé grâce à l'utilisation d'une âme épaisse entre deux peaux minces. Ce qui conduit à l'amélioration des propriétés en flexion tout en gardant une masse faible. Cette section présente l'étude des propriétés mécaniques en flexion trois-points quasi-statique des bio-sandwichs à âmes auxétiques.

3.2.1 Protocole expérimental

Les essais de flexion ont été effectués selon la norme standard ASTM C393 [168] sur une machine hydraulique standard INSTRON reliée à un ordinateur dédié pour le contrôle et l'acquisition des données. L'essai consiste à appliquer une charge P au centre d'une poutre supportée par deux appuis distants de d . La charge quasi-statique a été appliquée à une vitesse de déplacement de $5 \text{ mm}\cdot\text{min}^{-1}$. Les essais ont été réalisés en utilisant un capteur de charge de 10 kN et un capteur de déplacement (LVDT) pour mesurer la flèche du sandwich. La Figure 3.1 présente le dispositif expérimental. Il est à noter que le choix de l'essai de flexion trois-points ainsi que la distance entre appuis dépend des propriétés que l'on souhaite étudier. Dans notre cas, une faible distance entre appuis est choisie afin de privilégier le cisaillement de l'âme auxétique au cours de l'essai. Les poutres sont testées jusqu'à la rupture avec une distance entre appuis de 110 mm afin d'analyser les propriétés du sandwich en cas de rupture. Pour prendre en compte la variabilité des résultats due aux conditions expérimentales, trois à cinq échantillons de chaque configuration sont testés.

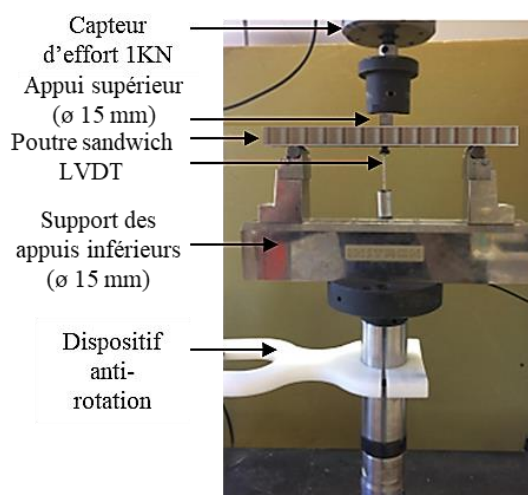


Figure 3.1 Dispositif expérimental de flexion 3-points.

Différentes configurations de poutres sandwiches ont été analysées. L'influence du nombre de cellules de l'âme auxétique a été étudiée. Les poutres sandwiches testées possèdent une longueur totale de 120 mm, une largeur de 25 mm et une épaisseur de 7 mm (2 mm pour les deux peaux et 5 mm pour l'âme). Par la suite, une étude des propriétés élastiques est effectuée afin de calculer la rigidité en flexion et en cisaillement. De ce fait, les sandwiches ont été testés dans leur domaine élastique-linéaire pour différentes distances entre appuis variants de 100 à 240 mm. Ce qui implique des sollicitations en flexion dans le cas des distances entre appuis élevées et des sollicitations en cisaillement dans le cas contraire.

3.2.2 Présentation du modèle éléments finis

Les poutres sandwiches ont été modélisées en 3D au moyen du logiciel Solidworks. La longueur, la largeur et l'épaisseur des poutres ont été fixées respectivement à 120 mm, 25 mm et 7 mm. Le modèle est présenté en Figure 3.2. La structure a été maillée par des éléments linéaires C3D20R hexagonale à 8 nœuds au moyen du logiciel ABAQUS standard implicite. Le nombre d'éléments adopté dans cette étude dépend du nombre de cellules utilisées dans l'âme (entre 100000 et 400000 éléments). Le nombre d'éléments est choisi suite à une étude de convergence (optimisation de maillage) qui a conduit à utiliser 2 éléments suivant l'épaisseur de la peau. La loi de comportement introduite dans le logiciel est celle déterminée expérimentalement par les essais de traction des altères. Il est bien à noter que le modèle est développé sans considération de l'endommagement, cela veut dire qu'uniquement le comportement élastoplastique du matériau est pris en considération.

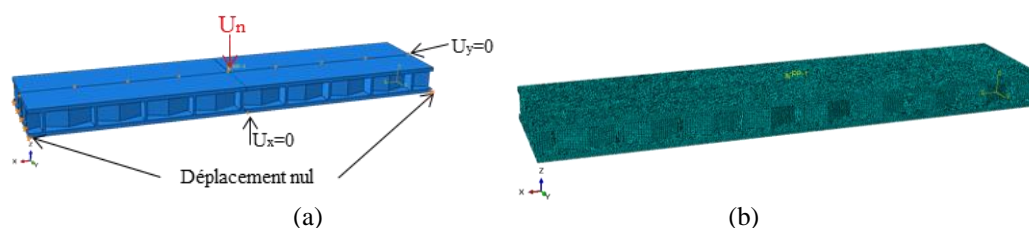


Figure 3.2 Modèle éléments finis du flexion 3-points : a) conditions aux limites, b) maillage.

Une optimisation de maillage a été établie pour tous les modèles numériques étudiés. La Figure 3.3 présente l'évolution de la courbe de charge en fonction du déplacement pour différentes tailles d'éléments (t_e) comparés avec la courbe expérimentale. On constate que les résultats numériques convergent vers ceux expérimentales pour une taille d'éléments de 0,5 mm. Dans ce cas, la peau du sandwich est divisée en deux éléments par épaisseur.

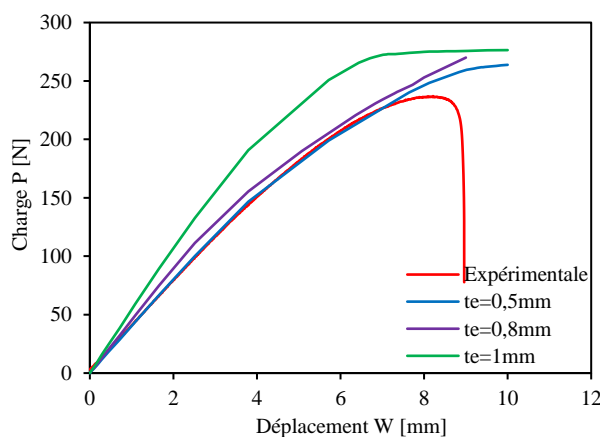


Figure 3.3 Courbe de convergence de maillage du sandwich avec 2 cellules en largeur.

3.2.3 Résultats des essais de flexion

Dans un premier temps, les quatre configurations (différents nombres de cellules dans l'âme) ont été comparées au cours d'essais de flexion trois-points. La distance entre appuis est de 110 mm. Les courbes charge/déflexion sont présentées en Figure 3.4. Plusieurs remarques peuvent être tirées à partir de ces résultats. Tout d'abord, la structure avec un grand nombre de cellules dans l'âme est plus rigide et plus résistante. De plus, le domaine élastique linéaire de ces structures semble plus étendu que pour les sandwiches avec un nombre de cellules faibles. On peut également remarquer que les configurations à faible nombre de cellules présentent une dispersion des propriétés à la rupture.

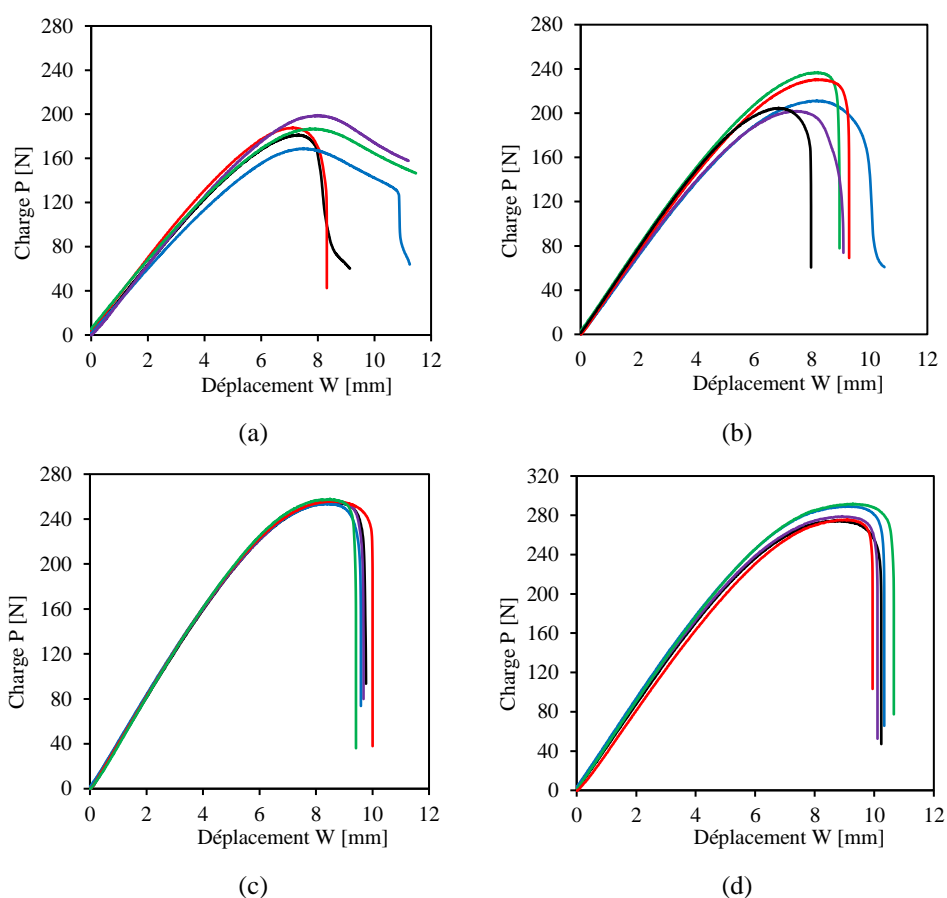


Figure 3.4 Courbes charge/déflexion des essais de flexion 3-points réalisés sur des sandwiches avec différents nombres de cellule en largeur : a) 1 cellule ; b) 2 cellules ; c) 3 cellules et d) 4 cellules.

La Figure 3.5 présente les résultats expérimentaux et numériques des courbes charge/déflexion des différentes configurations de poutres sandwiches. Il existe un accord étroit entre les mesures expérimentales et les résultats numériques. Initialement, un domaine élastique linéaire s'étend jusqu'à une déflexion d'environ 5 mm, 5,5 mm, 6 mm et 6,5 mm pour les poutres sandwiches avec un nombre de cellules respectivement de 1, 2, 3 et 4 cellules en

largeur. Ensuite un comportement non linéaire plus court est constaté jusqu'à la rupture totale de l'éprouvette. La déflexion des poutres sandwiches est une combinaison entre un mouvement de flexion et de cisaillement. Les propriétés des peaux (module de traction et de compression) sont responsables à la déflexion par flexion. La déflexion de cisaillement dépend du module de cisaillement de l'âme du sandwich.

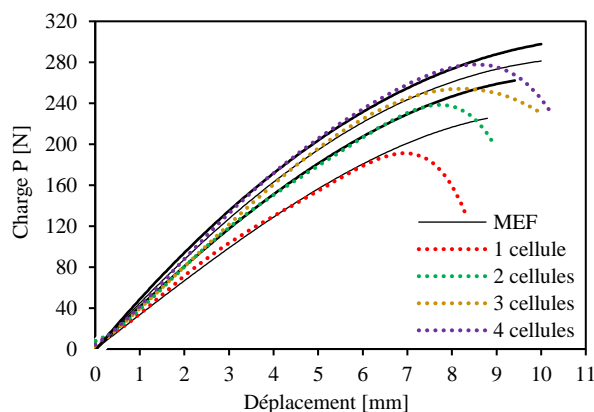


Figure 3.5 Comparaison des caractéristiques en flexion expérimentales et numériques pour des sandwichs avec différents nombres de cellule en largeur

3.2.4 Etude du comportement élastique

Les propriétés élastiques des sandwichs sont déterminées à partir des essais de flexion et présentées dans cette section. Les quatre configurations ont été sollicitées dans leurs domaines élastiques déterminés précédemment en faisant varier la distance entre appuis. Les rigidités équivalentes en flexion et en cisaillement ont été mesurées. Le module d'Young des peaux E_p et les modules de cisaillement des âmes G_a ont été également déduits.

3.2.4.1 Les rigidités équivalentes

En flexion 3-points, l'équation représentant la charge appliquée P en fonction de la déflexion W pour une distance entre appuis d est donnée par l'équation (3.1) :

$$W = \frac{PK_b d^3}{D} + \frac{K_s P d}{N} \quad (3.1)$$

Avec D la rigidité équivalente en flexion, N la rigidité équivalente en cisaillement, K_b le coefficient de déviation en flexion et K_s le coefficient de déviation en cisaillement. Pour une poutre sandwich à âme en nid d'abeilles sollicitée en flexion 3-points, les coefficients de déviation en flexion et en cisaillement égales respectivement à $1/48$ et $1/4$. Dans ce cas, l'équation (3.1) devient :

$$\frac{W}{Pd} = \frac{d^2}{48D} + \frac{1}{4N} \quad (3.2)$$

Ainsi, le traçage de la courbe de $W/(Pd)$ en fonction de d^2 permet d'obtenir une droite affine dont la pente permet de déterminer D et l'ordonnée à l'origine permet de déterminer N . Ainsi, les poutres sandwiches ont été testées en faisant varier la distance entre appuis d de 100 à 240 mm. L'évolution des rapports $W/(Pd)$ en fonction de d^2 pour les quatre configurations testées est présentée en Figure 3.6. Les résultats expérimentaux sont interpolés par une droite. En utilisant l'équation (3.2), il est alors possible de déterminer les rigidités équivalentes en flexion D et en cisaillement N pour les quatre configurations.

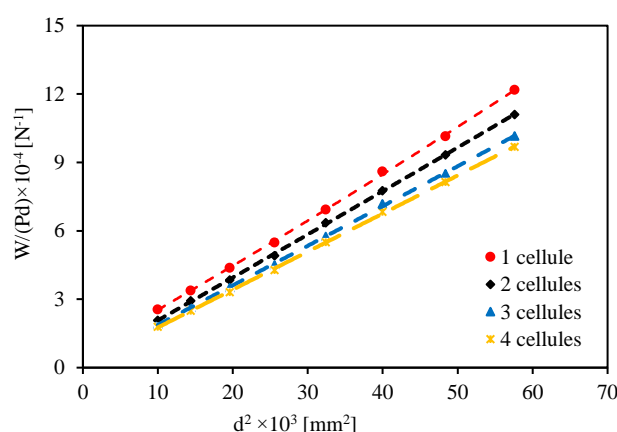


Figure 3.6 Evolution du rapport $W/(Pd)$ en fonction du carré de la distance entre appuis pour les quatre configurations.

Par conséquent, les rigidités équivalentes D et N sont présentées dans le Tableau 3.1. Les valeurs de D sont proches pour les quatre configurations puisqu'elles dépendent principalement des propriétés des peaux qui sont les mêmes pour toutes les configurations. En revanche, les valeurs de N sont différentes d'une configuration à une autre. La rigidité équivalente en cisaillement dépend des propriétés en cisaillement de l'âme qui diffère en changeant le nombre de cellules constitutives de l'âme.

Tableau 3.1 Propriétés élastiques des sandwiches suite aux essais de flexion.

Nombre de cellule en largeur	D [10^6 N.mm ²]	N [KN]
1 cellule	1,02	5,68
2 cellules	1,09	15,9
3 cellules	1,19	19,36
4 cellules	1,24	28,1

3.2.4.2 Propriétés des constituants

Les rigidités équivalentes en flexion et en cisaillement d'un sandwich à âme en nid d'abeilles peuvent être calculées comme suit [168] :

$$D = \frac{bE_p e_p (e_p + e_a)^2}{2} \quad (3.3)$$

$$N = b(e_p + e_a)G_a \quad (3.4)$$

Avec e_p et e_a sont respectivement les épaisseurs des peaux et de l'âme, b présente la largeur de la poutre. En utilisant les expressions données par les équations (3.3) et (3.4) et en considérant les valeurs expérimentales des rigidités équivalentes D et N , il est possible de calculer les propriétés principales des peaux et des âmes du sandwich. Ainsi, le module d'Young des peaux E_p et le module de cisaillement des âmes G_a sont déterminés et présentés en fonction du nombre de cellules en largeur en Figure 3.7. On remarque que le module d'Young des peaux est proche du module d'Young mesuré en traction. Un faible écart type d'environ 10% est mesuré. Aussi, le module de cisaillement des différentes configurations d'âme est calculé.

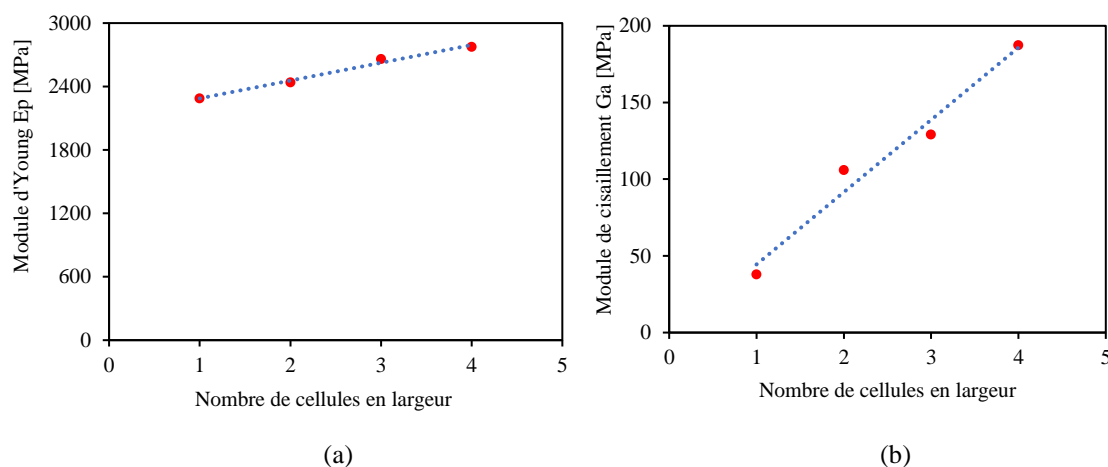


Figure 3.7 Propriétés des constituants du sandwich déduites des essais de flexion : a) module d'Young des peaux et b) module de cisaillement des âmes.

Ainsi, en utilisant les équations (3.2), (3.3) et (3.4), il est possible de déterminer analytiquement la raideur P/W des sandwiches. Les résultats de raideur expérimentale sont alors comparés à ceux analytiques et présentés en fonction de la distance entre appuis d sur la Figure 3.8. On constate une bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et analytiques. L'écart entre les résultats augmente légèrement avec la diminution de la distance entre appuis d et avec l'augmentation du nombre de cellules d'âmes, et donc avec la rigidité des sandwiches.

Cette différence peut être expliquée par une légère indentation locale de l'âme par l'appui supérieur dans le cas des faibles distances entre appuis et pour les poutres les plus rigides. Cela conduit à une surestimation de la flèche en flexion W et donc à une sous-estimation de la raideur P/W .

Il est possible de déterminer la contrainte à la rupture par compression de la peau supérieure ainsi que la contrainte à la rupture par cisaillement des âmes par les équations (3.5) et (3.6) :

$$\sigma_p = \frac{Pd}{4be_p(e_p + e_a)} \quad (3.5)$$

$$\tau_a = \frac{P}{2b(e_p + e_a)} \quad (3.6)$$

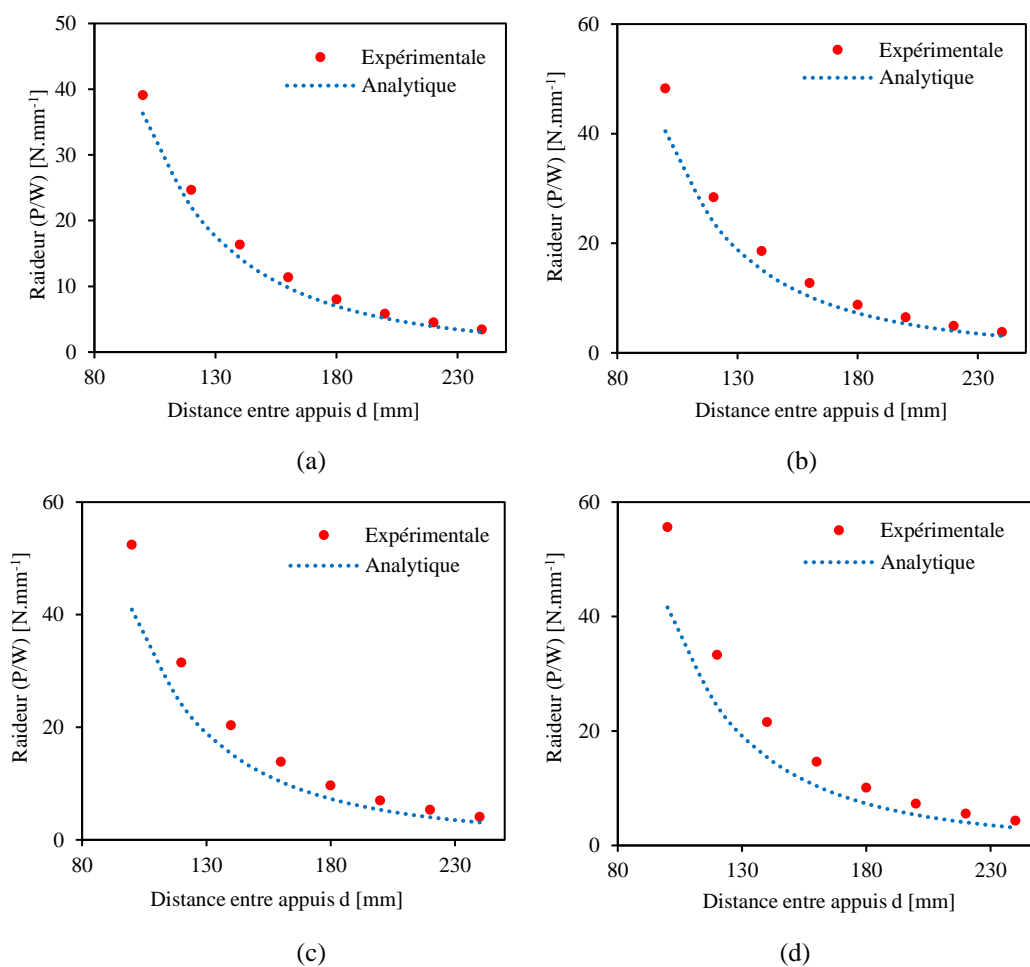


Figure 3.8 Comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux déduits analytiquement des sandwiches pour différents nombres de cellule en largeur : a) 1 cellule ; b) 2 cellules ; c) 3 cellules et d) 4 cellules.

Les valeurs de la contrainte à la rupture des peaux σ_p et de la contrainte à la rupture par cisaillement des âmes τ_a pour chaque configuration ont été synthétisées dans le Tableau 3.2. On remarque que les valeurs de τ_a croient en augmentant le nombre de cellules de l'âme, ce qui est prévu puisque la rigidité de l'âme augmente. D'autre part, on note une augmentation de la

contrainte à la rupture des peaux bien qu'on a utilisé le même matériau pour toutes les configurations. En effet, suite à la méthode de fabrication adoptée (impression 3D), les peaux et l'âme sont parfaitement collées. Ce qui permet d'avoir un bon transfert d'effort entre les différents constituants du sandwich. Donc l'âme va intervenir dans les valeurs de la contrainte à la rupture des peaux. Par conséquent, l'augmentation du nombre de cellules de l'âme va augmenter sa rigidité et donc la contrainte σ_p .

Tableau 3.2 Contrainte à la rupture par compression de la peau supérieure et par cisaillement de l'âme déduites des essais de flexion 3-points.

Nombre de cellule en largeur	σ_p [MPa]	τ_a [MPa]
1 cellule	33 ± 2	$0,6 \pm 0,03$
2 cellules	42 ± 3	$0,76 \pm 0,05$
3 cellules	$46,5 \pm 0,3$	$0,85 \pm 0,006$
4 cellules	51 ± 2	$0,93 \pm 0,02$

Dans le but de mettre en évidence l'effet du nombre de cellules constitutives de l'âme sur le comportement en flexion statique des sandwiches, une corrélation entre les propriétés mécaniques pour chaque configuration est présentée en Figure 3.9. Les valeurs ont été rapportées à celles du sandwich avec le grand nombre de cellules. Il a été noté qu'à partir de ces résultats, les propriétés mécaniques sont importantes pour le sandwich avec le plus grand nombre de cellules. On remarque que la rigidité équivalente en cisaillement N ainsi que le module de cisaillement de l'âme G_a sont les paramètres les plus affectés par le changement du nombre de cellules. En effet, une légère augmentation du nombre de cellules d'âme en largeur (de 1 à 2 cellules) augmente significativement la rigidité et le module de cisaillement d'environ 64%. Il est à noter que ces résultats sont obtenus pour une distance entre appuis d de 110 mm.

3.2.5 Identification et prédiction des modes de rupture

Pour contribuer aux modes de rupture des sandwiches par flexion 3-points, des observations microscopiques avec un microscope électronique à balayage MEB ont été effectuées. Trois modes de rupture principales ont été identifiés et présentés en Figure 3.10. Il s'agit de la rupture par traction de la peau inférieure, par décohésion peau/âme et par cisaillement de l'âme.

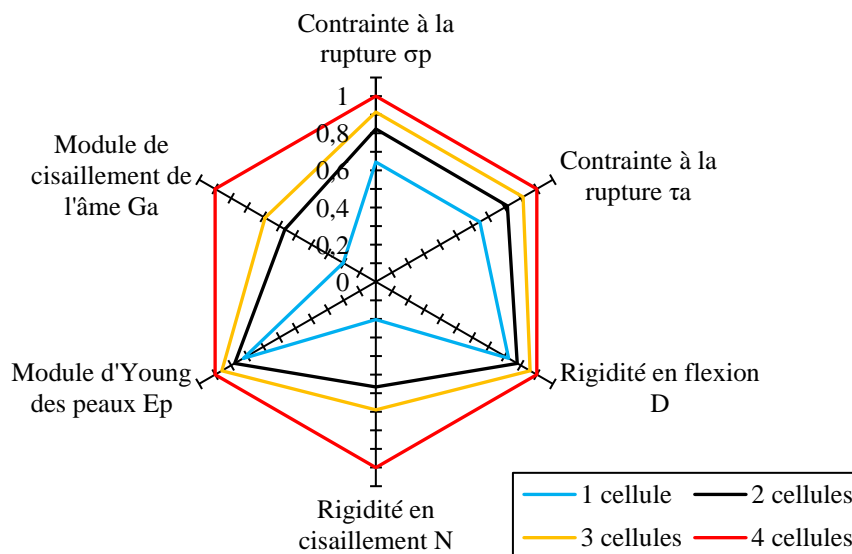


Figure 3.9 Propriétés mécaniques de la structure sandwich.

En ce qui concerne les ruptures de la peau inférieure en flexion 3-points, on remarque l'apparition d'une fissure nette de la peau dans la partie parallèle à l'appui supérieur. La rupture de la peau est effectuée suite à la rupture des couches déposées au cours de la mise en œuvre des éprouvettes. Cette fissuration implique une décohésion progressive de l'interface peau/âme dans cette zone. Par la suite, une fissure apparaît dans l'âme auxétique et se propage jusqu'à l'interface peau supérieure/âme en engendrant une décohésion entre eux. En augmentant la déflexion imposée, on peut ainsi observer la rupture par cisaillement de l'âme.

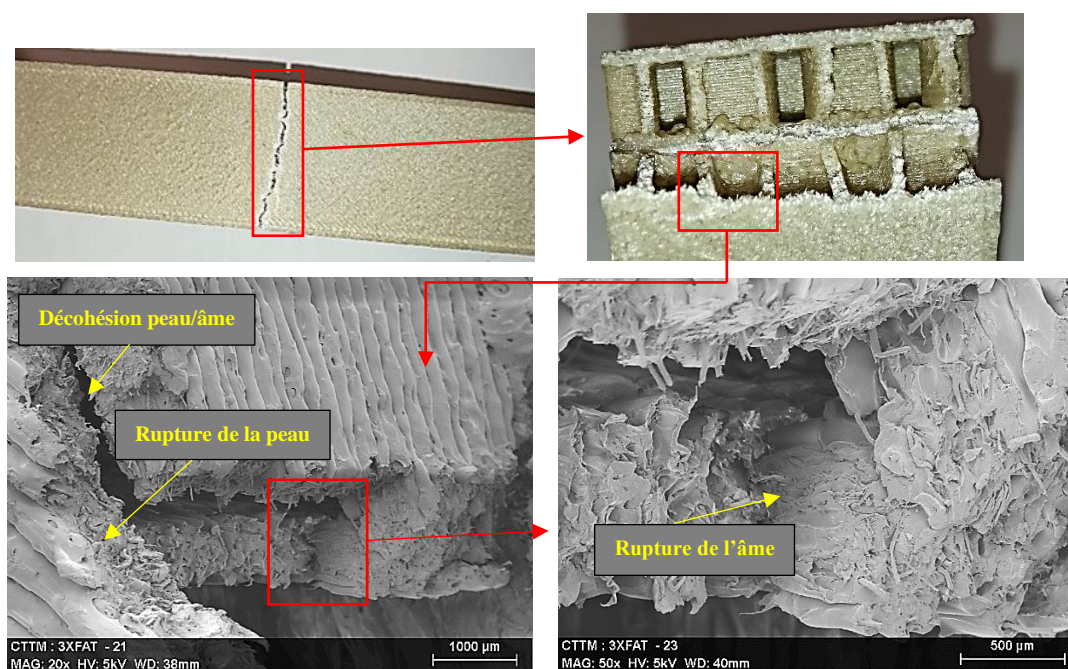


Figure 3.10 Suivi de la rupture par flexion du sandwich.

3.3 Comportement à l'indentation

Une structure composite peut subir différents types d'indentation tout au long de son service. La caractérisation du comportement à l'indentation d'un matériau dépend fortement de son utilisation et donc du type d'effort auquel il est susceptible d'être soumis. Ainsi, la détermination de la résistance à l'indentation ainsi que l'énergie supportée par le matériau est nécessaire. De plus, il est important de déterminer les mécanismes d'endommagement suite à un effort d'indentation pour savoir l'état de la pièce et si elle peut rester en service malgré les dommages causés. De plus, la capacité de la structure à absorber de l'énergie est un paramètre nécessaire à étudier.

Dans ce contexte, cette section présente l'étude expérimentale du comportement à l'indentation des sandwiches à âme auxétique en acide polylactique renforcé par des fibres de lin. Les conditions expérimentales ont été choisies de façon à imposer des efforts à faible vitesse. L'objectif principal est de déterminer la résistance du sandwich étudié à ce type de chargement quasi-statique ainsi que les principaux mécanismes d'endommagement. De plus, l'effet des propriétés des constituants, telles que le nombre de cellules ou l'épaisseur de l'âme est étudiée.

3.3.1 Protocole expérimental

Le dispositif expérimental utilisé pour les essais d'indentation est présenté en Figure 3.11. Les essais ont été réalisés sur une machine hydraulique standard INSTRON équipée d'un capteur d'effort de 100 kN. L'essai consiste à appliquer une charge F au milieu d'une poutre maintenue sur un plateau rigide avec une vitesse de déplacement de $1 \text{ mm}\cdot\text{min}^{-1}$. Des éprouvettes de dimensions $100 \text{ mm} \times 25 \text{ mm} \times e$ ont été testées. Trois différentes épaisseurs d'âmes (5 mm, 10 mm et 15 mm) et quatre configurations (1, 2, 3 et 4 cellules en largeur) ont été testés. Le déplacement axial en indentation est celui donné par la machine.

3.3.2 Evolution des propriétés mécaniques

Les essais d'indentation ont été réalisés sur différentes configurations de structures auxétiques. La Figure 3.12 présente les courbes force/déplacement des sandwiches pour différentes configurations avec une épaisseur d'âme de 5 mm. Le comportement en indentation est similaire à celui trouvé pendant les essais de compression des âmes.

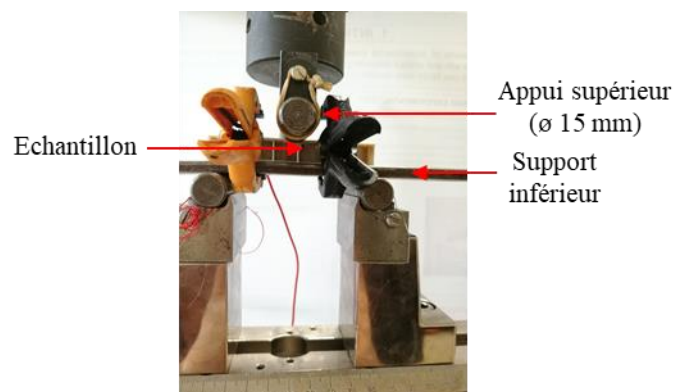


Figure 3.11 Dispositif expérimental utilisé pour les essais d'indentation.

Trois zones de comportement peuvent être distinguées. Un domaine élastique linéaire se manifeste dans un premier temps pour les quatre types de configurations. On remarque une différence dans le comportement des éprouvettes en augmentant le nombre de cellules. En effet, les éprouvettes avec le grand nombre de cellules résistent plus à l'effort appliqué, ce qui explique l'augmentation progressive de la force en fonction du déplacement. En fin d'essais, la contrainte augmente rapidement pour les différentes configurations. C'est la zone où le matériau est totalement écrasé, ce qui permet de définir la phase de densification. L'augmentation du nombre de cellules influe sur la charge maximale ainsi que tout le comportement à l'indentation.

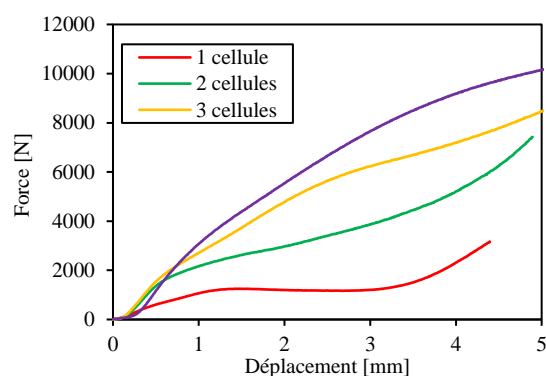


Figure 3.12 Courbe force/déplacement des essais d'indentation des sandwiches avec différents nombre de cellules et une épaisseur d'âme de 5 mm.

Les courbes force/déplacement pour les différentes épaisseurs d'âmes (longueurs des parois cellulaires) sont représentées en Figure 3.13. Les résultats permettent de montrer les valeurs de force maximale d'écrasement ainsi que la force du plateau. On remarque que la deuxième phase de force constante est largement influencée par la taille des éprouvettes puisqu'elle augmente avec l'épaisseur de l'éprouvette. La force maximale d'écrasement diminue en augmentant l'épaisseur de l'éprouvette. Cela peut être expliqué par les modes d'endommagement des

sandwichs à âme auxétique par indentation. Un flambement des parois cellulaires est observé dans un premier temps. En augmentant les longueurs des parois cellulaires (augmentation de l'épaisseur), le vide intracellulaire augmente ce qui conduit à diminuer la charge nécessaire pour "effondre" le matériau. Ensuite, l'écrasement des parois cellulaires se fait progressivement avec la rupture de la peau supérieure. C'est à cette phase que la charge devient constante. Finalement, la phase de densification est atteinte quand le matériau est totalement écrasé.

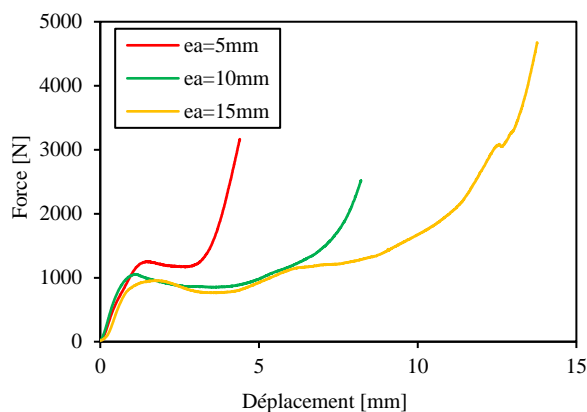


Figure 3.13 Courbe force/déplacement des essais d'indentation des sandwichs avec différentes épaisseurs d'âme et une cellule en largeur.

3.3.3 Energie dissipée

Les structures auxétiques ont une capacité à dissiper de l'énergie mécanique. La Figure 3.14 représente l'évolution de l'énergie dissipée au cours de l'essai d'indentation pour les quatre configurations étudiées avec une épaisseur d'âme de 10 mm. On constate que la dissipation d'énergie augmente avec le nombre de cellules. En effet, lorsque le nombre de cellules augmente, l'âme devienne plus rigide, plus résistante et supporte plus les efforts d'écrasement au cours de l'essai. D'autre part, l'évolution de l'énergie dissipée a été comparé avec l'évolution de la charge au cours de l'essai. Une éprouvette d'épaisseur d'âme de 10 mm et avec 1 cellule en largeur a été considérée, Figure 3.15. Il est à noter que la grande partie de l'énergie a été dissipée dans le régime du plateau. Par conséquent, l'amplitude du plateau de contrainte ainsi que sa longueur sont très importantes pour garantir une absorption d'énergie suffisante.

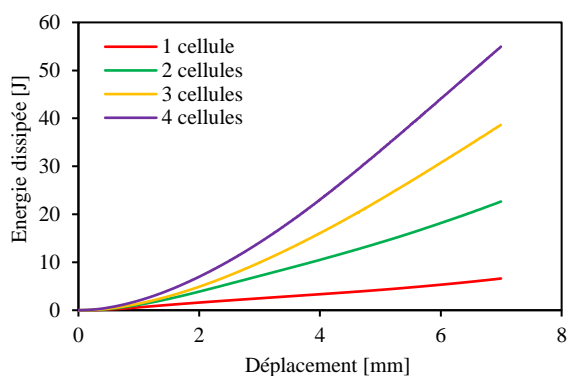


Figure 3.14 Evolution de l'énergie dissipée pour une épaisseur d'âmes de 10 mm.

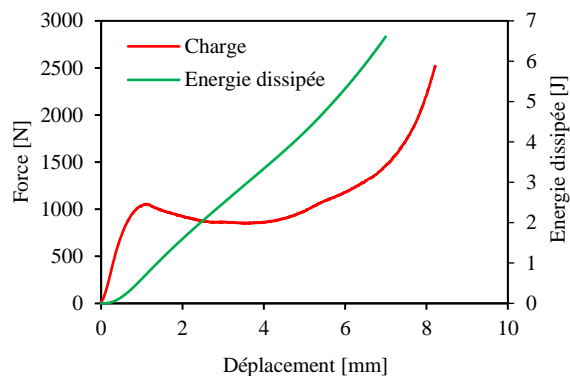


Figure 3.15 Evolution de la force en fonction du déplacement et l'énergie dissipée pour le sandwich d'épaisseur 10 mm avec 1 cellule en largeur.

3.4 Analyse de l'endommagement par émission acoustique

La technique de l'émission acoustique (EA) est une méthode largement utilisée afin de suivre l'apparition et la propagation des mécanismes d'endommagement dans un matériau composite. En effet, l'endommagement commence dès l'apparition des micro-défauts dans le matériau. À l'aide de la technique de l'EA, on est capable de détecter le développement et la multiplication des endommagements jusqu'à la rupture totale de la structure.

3.4.1 Protocole expérimental

3.4.1.1 Suivi des essais d'indentation par émission acoustique

Pour étudier l'endommagement des structures sandwiches suite aux essais d'indentation, un suivi par émission acoustique a été utilisé. Le dispositif utilisé est illustré sur la Figure 3.16. Deux capteurs piézoélectriques possédant une bande passante de 100 kHz à 1 MHz ont été utilisés pour instrumenter les poutres. Ils ont été positionnés sur la poutre au moyen de pinces de maintien. Au cours de l'essai, des ondes élastiques vont être émises par la poutre suite aux déformations locales. Ces ondes seront détectées par les capteurs suite à un gel de couplage mis entre la poutre et les capteurs. Une fréquence de 5 MHz est utilisée afin d'enregistrer les événements acoustiques. Les signaux d'amplitude inférieure à 40 dB ont été filtrés suite à deux préamplificateurs de gain 40 dB pour éviter les bruits. L'acquisition des signaux acoustiques a été réalisée via le logiciel AE-Win. Différents paramètres d'acquisition doivent être définis afin d'établir les fenêtres temporelles d'acquisition des signaux. Le paramètre PDT (Pic Definition Time) permet de déterminer le temps du pic d'amplitude d'un signal est fixé à 50 ms. Le

paramètre HDT (Hit Definition Time) est responsable à la détermination du bout d'une salve est fixé à 100 ms. Le paramètre HLT (Hit Lock-out Time) permet de créer un temps mort à la fin d'une salve pour éviter toute réflexion de celle-ci est fixé à 200 ms [2].

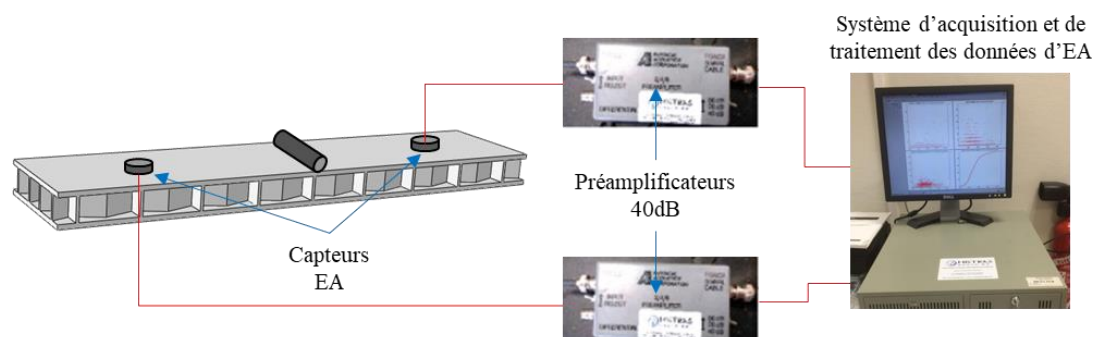


Figure 3.16 Dispositif d'essais et de suivi par émission acoustique.

3.4.1.2 Méthodologie de classification et d'analyse

Les signaux acquis suite aux essais d'indentation ont été traités avec le logiciel NOESIS. Afin d'effectuer une classification répétable de l'ensemble des données, cinq paramètres temporels ont été retenus. L'amplitude, le temps de montée, la durée, l'énergie absolue, ainsi que les nombres de coups cumulés. Ces paramètres sont présentés sur la Figure 3.17. Une méthode de classification non supervisée en utilisant l'algorithme des k-moyens est adoptée pour classifier les signaux acoustiques [169]. Cet algorithme consiste à construire un nombre optimal de k classes. Chaque classe est obtenue en utilisant la moyenne la plus proche des différents paramètres de classification choisis. Ensuite, l'ensemble de n événements sera séparé suivant les k classes.

Dans un premier temps, les données d'EA ont été normalisées pour les comparer malgré la différence d'unités. Une transformation (équation (3.7)) a été appliquée à l'ensemble des signaux acoustique :

$$\forall i \in \Omega_p, p \in \Delta: z_i = \frac{x_i - m_{xp}}{\sigma_{xp}} \quad (3.7)$$

Avec : Ω_p est l'ensemble des données, Δ est l'ensemble de classificateurs, x_i est le signal de l'événement i , m_{xp} est la moyenne de Ω_p et σ_{xp} est l'écart type de Δ .

À ce moment, l'algorithme des k-moyens peut être appliqué. Une classification aléatoire est initialement appliquée en utilisant une distance Euclidienne bien choisie [169, 170]. L'algorithme est appliqué plusieurs fois par des séquences de 1000 itérations avec une variation

du nombre de classes de 2 à 7. À chaque étape, le coefficient de Davies et Bouldin [171] a été calculé par l'équation (3.8):

$$R_{ij}(D\&B) = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^n \max_i \left(\frac{d_i + d_j}{d_{ij}} \right) \quad (3.8)$$

Avec : k est le nombre de classes imposé, d_i et d_j sont respectivement les distances moyennes dans les classes i et j et d_{ij} est la distance moyenne entre les classes i et j . Par la suite, le nombre de classes optimales est celui qui minimise le coefficient R_{ij} (D&B). Le résultat de cette recherche itérative est illustré en Figure 3.18. Le résultat de la classification a permis de déterminer le nombre de classes pour chaque configuration testée et qui est égal à 3. Plusieurs analyses ont été menées afin d'identifier les différentes classes obtenues, suite à un essai d'indentation, pour des structures sandwiches à âme en nid d'abeilles [121] ainsi que des composites à fibres courtes [172].

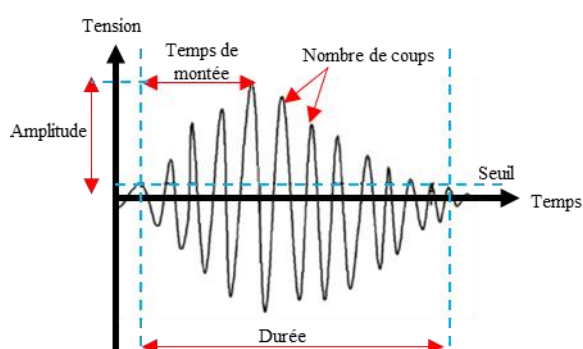


Figure 3.17 Principaux paramètres d'une salve d'émission acoustique

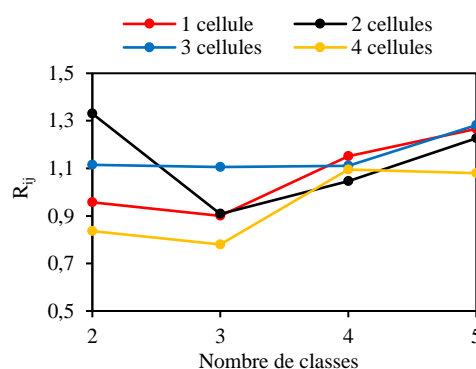


Figure 3.18 Recherche du nombre de classes minimisant le critère R_{ij}

Le Tableau 3.3 résume les types d'endommagements selon les amplitudes des signaux acoustiques d'un matériau sandwich à âme en nid d'abeilles renforcé par des fibres courtes.

Tableau 3.3 Caractéristiques des signaux acoustiques [137, 173]

Type d'endommagement	Amplitude [dB]
Classe 1 (écrasement de l'âme)	40-55
Classe 2 (fissuration de la matrice)	50-70
Classe 3 (Décohésion)	60-80

3.4.2 Résultats de la classification

En adoptant la classification décrite précédemment, 3 classes d'EA ont été identifiées. Cette section présente les résultats obtenus par l'algorithme de reconnaissance de modèle non

supervisé. Dans un premier temps, une analyse des classes d'EA dans le plan amplitude/temps superposé avec l'évolution de la charge appliquée a été présentée. De plus, la chronologie d'apparition des différentes classes est étudiée en suivant le nombre de coups cumulés en fonction du temps. Enfin, une analyse en composante principale (ACP) a été étudiée afin de séparer le chevauchement éventuel des différentes classes. Cette analyse permet de réduire l'espace des données à un plan porté par les deux composantes principales de plus fort poids.

3.4.2.1 Analyse des sandwiches avec différents nombres de cellules

Les figures Figure 3.19, Figure 3.20, Figure 3.21 et Figure 3.22 présentent respectivement les résultats de la classification des sandwiches avec un nombre de cellules auxétiques en largeur de 1, 2, 3 et 4 et avec une épaisseur de 5 mm. Elles présentent les distributions de l'amplitude des signaux acoustiques en fonction du temps superposées avec l'évolution de la charge appliquée (a), la chronologie d'apparition des classes d'EA (b) et l'analyse en composantes principales (c). Pour chaque configuration d'éprouvettes, trois classes d'événements ont été obtenues. Les classes 1 et 2 apparaissent très tôt au cours de l'essai d'indentation et restent jusqu'à la fin de l'essai. Ils coïncident avec la phase quasi-élastique linéaire de la courbe charge/temps. Par la suite, les événements de la classe 3 sont détectés. L'apparition de ces événements provoque une légère augmentation des événements des classes 1 et 2 suivis de la rupture totale de l'éprouvette. Les classes 1 et 2 possèdent des faibles amplitudes comprises entre 40 et 70 dB peuvent être attribuées aux événements de l'écrasement de l'âme et de fissuration de la matrice en PLA (Tableau 3.3). Les amplitudes de la classe 3 varient entre 55 et 80 dB. Cette classe correspond à la décohésion fibre /matrice (fibres de lin courtes/PLA). La distribution des amplitudes des événements en fonction du temps présente des zones de chevauchement entre les différentes classes. L'analyse en composantes principales (c) est réalisée afin de clarifier la visualisation des résultats de la classification des signaux acoustiques. On remarque que le nombre des événements acoustiques diminue en augmentant le nombre de cellules auxétiques. En fait, au cours de l'essai d'indentation, les sandwiches avec un grand nombre de cellules vont résister plus. La rupture est atteinte avant le déchirement de la peau supérieur (classe 2 et 3). Pour cette raison le nombre d'événements de ces éprouvettes est faible.

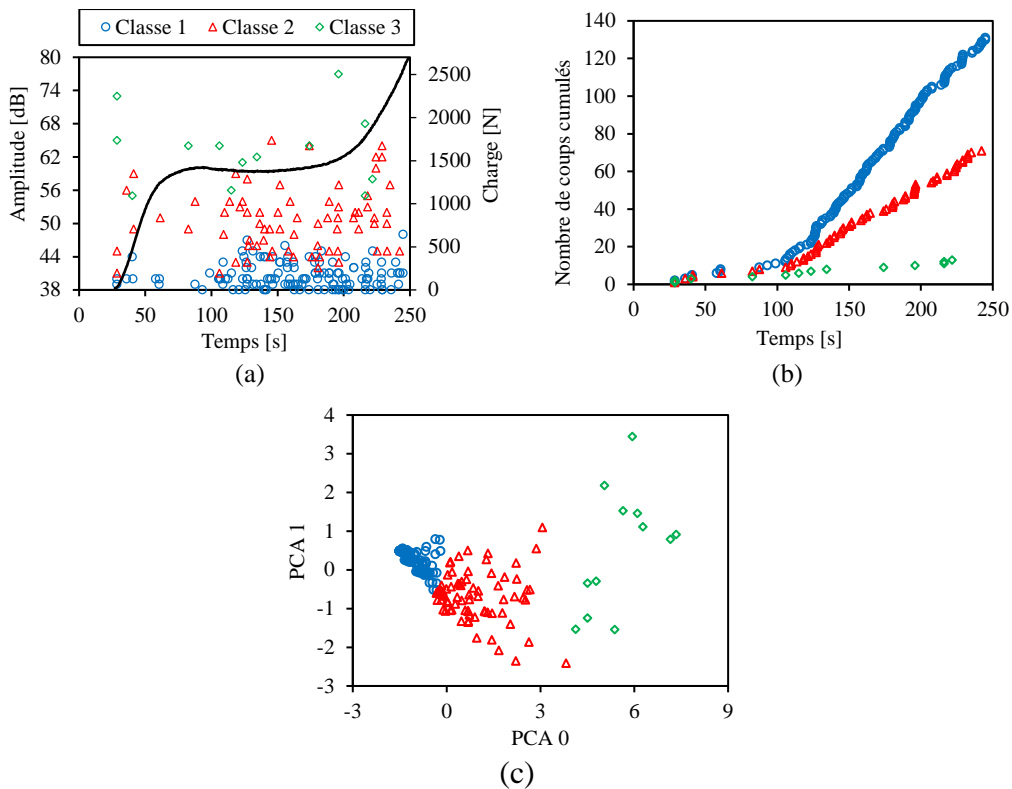


Figure 3.19 Analyse des données d'émission acoustique pour un sandwich à 1 cellule en largeur : a) représentation des évènements en Amplitude/Temps, b) chronologie d'apparition et évolution des classes et c) analyse en composantes principales.

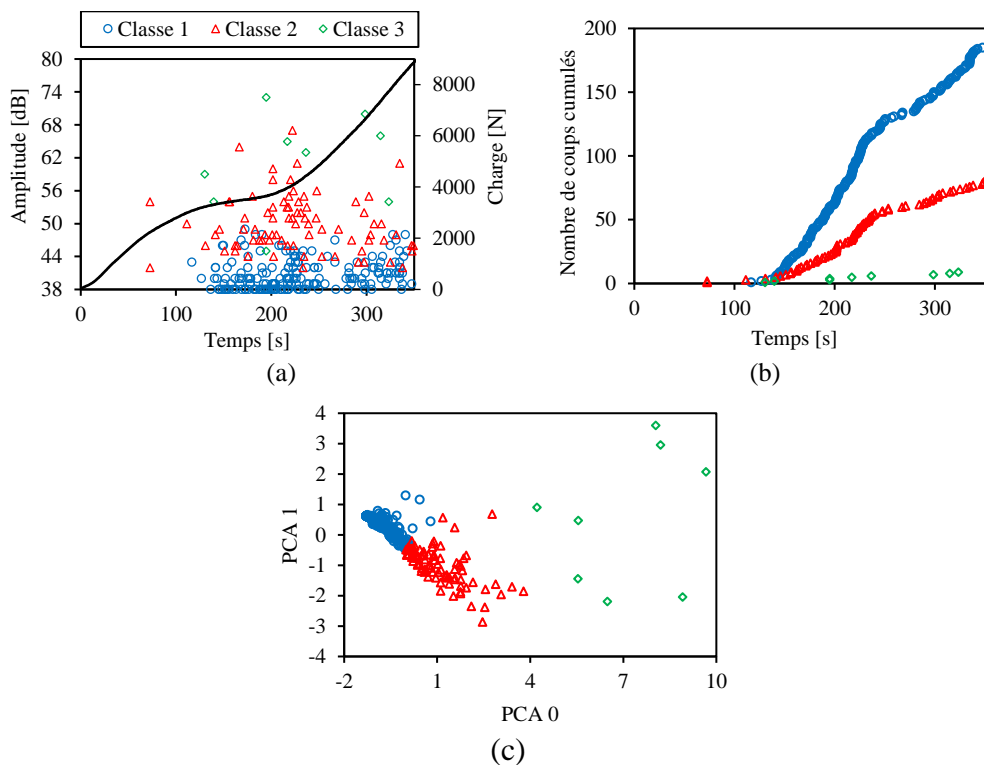


Figure 3.20 Analyse des données d'émission acoustique pour un sandwich à 2 cellules en largeur : a) représentation des évènements en Amplitude/Temps, b) chronologie d'apparition et évolution des classes et c) analyse en composantes principales.

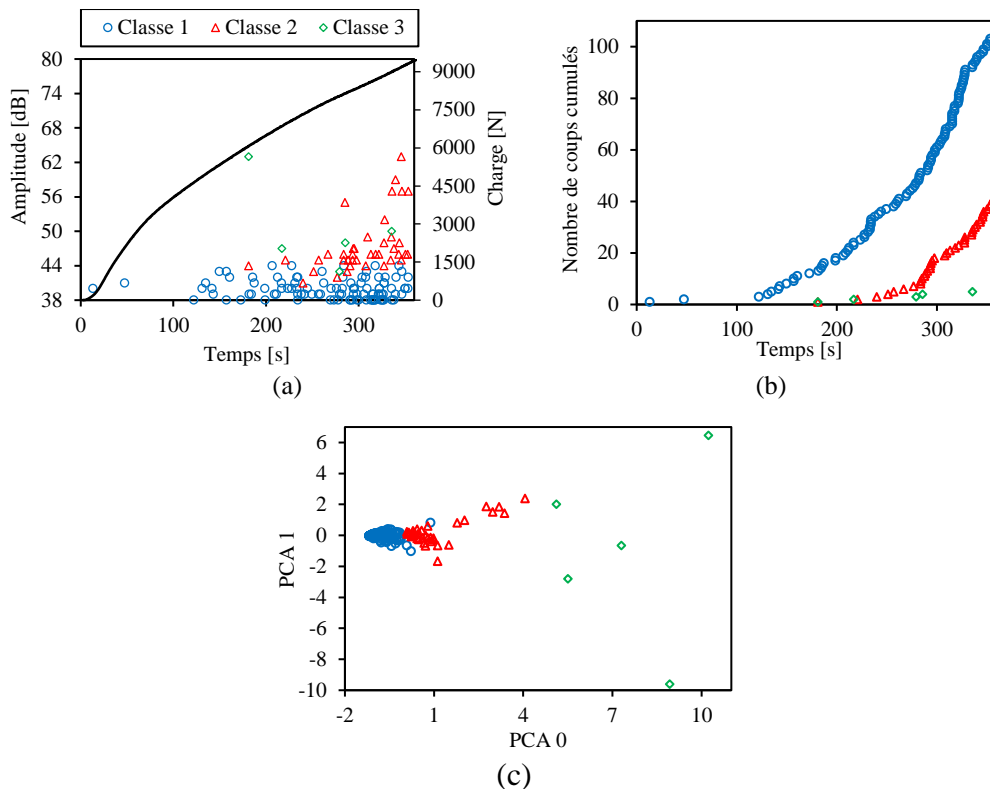


Figure 3.21 Analyse des données d'émission acoustique pour un sandwich à 3 cellules en largeur : a) représentation des évènements en Amplitude/Temps, b) chronologie d'apparition et évolution des classes et c) analyse en composantes principales.

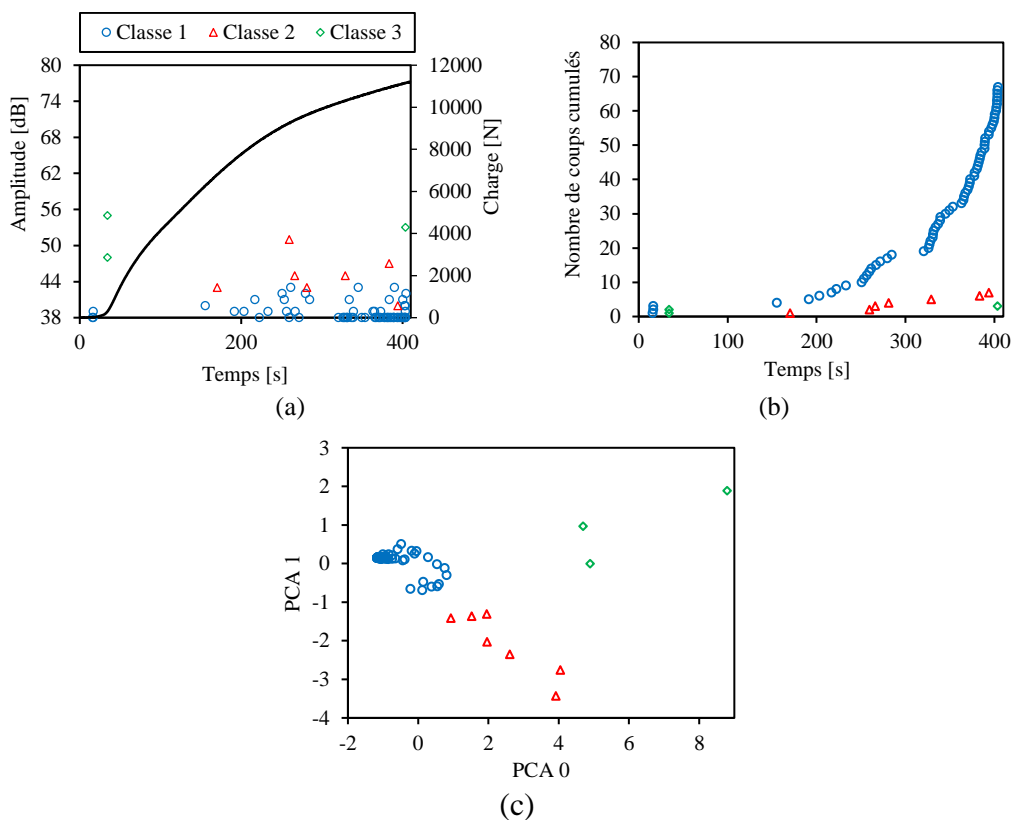
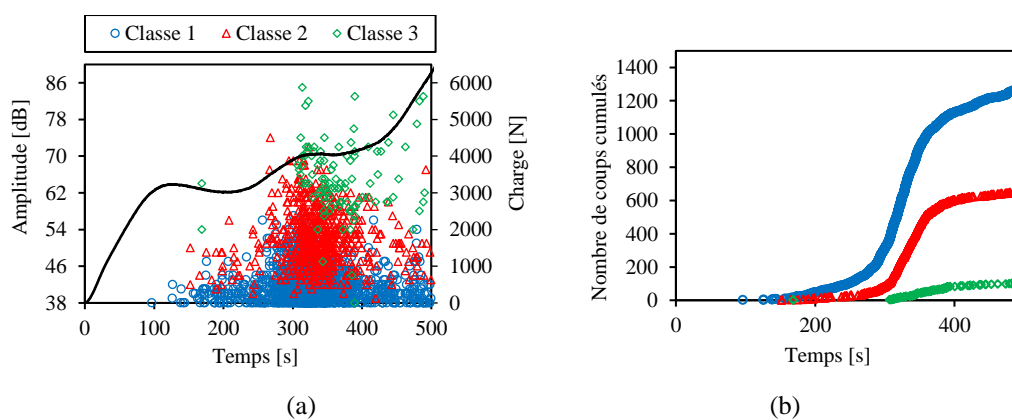


Figure 3.22 Analyse des données d'émission acoustique pour un sandwich à 4 cellules en largeur : a) représentation des évènements en Amplitude/Temps, b) chronologie d'apparition et évolution des classes et c) analyse en composantes principales.

3.4.2.2 Analyse des sandwiches avec des épaisseurs d'âme différentes

Les données obtenues pour les sandwiches avec deux cellules en largeur et avec différentes épaisseurs (5 mm, 10 mm et 15 mm) ont été analysées. Les résultats de la classification sont donnés sur la Figure 3.20 pour le sandwich à 5 mm d'épaisseur, sur la Figure 3.23 pour le sandwich à 10 mm d'épaisseur et sur la Figure 3.24 pour le sandwich à 15 mm d'épaisseur. Là encore, trois classes sont obtenues par la classification adoptée. On remarque que les évènements des classes 1 et 2 débutent après la fin du domaine linéaire de la courbe charge/temps. Cela désigne l'apparition des premiers mécanismes d'endommagements au niveau de cette non linéarité. Par la suite, une troisième classe plus importante que pour les éprouvettes avec 5 mm d'épaisseur apparaît. Il est à noter que les évènements de cette classe apparaissent à la moitié de l'essai. Le type d'endommagement qui correspond à la troisième classe est la décohésion fibre de Lin/matrice en PLA.

Or au cours de l'essai d'indentation, le trajet parcouru par le pénétrateur est plus important pour les sandwiches avec une épaisseur d'âmes élevées (10 mm et 15 mm). La peau supérieure à ce moment va être déchirée jusqu'à la rupture finale de l'éprouvette. Pour cette raison, le nombre d'évènements de cette classe est beaucoup plus grand pour les éprouvettes avec une épaisseur élevée. L'analyse de l'évolution du nombre d'évènements au cours du temps montre que l'écrasement de l'âme est le mécanisme d'endommagement le plus observé durant l'essai d'indentation, alors que la décohésion fibres/matrice est beaucoup moins importante. La chronologie d'apparition des différents types d'évènements présente une évolution régulière en début de l'essai, puis une augmentation très rapide du nombre d'évènements suivie d'une autre évolution régulière après l'apparition de la classe 3.



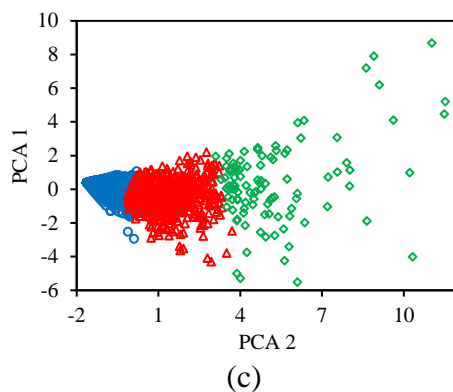


Figure 3.23 Analyse des données d'émission acoustique pour un sandwich à 2 cellules en largeur et une épaisseur d'âme de 10 mm : a) représentation des événements en Amplitude/Temps, b) chronologie d'apparition et évolution des classes et c) analyse en composantes principales.

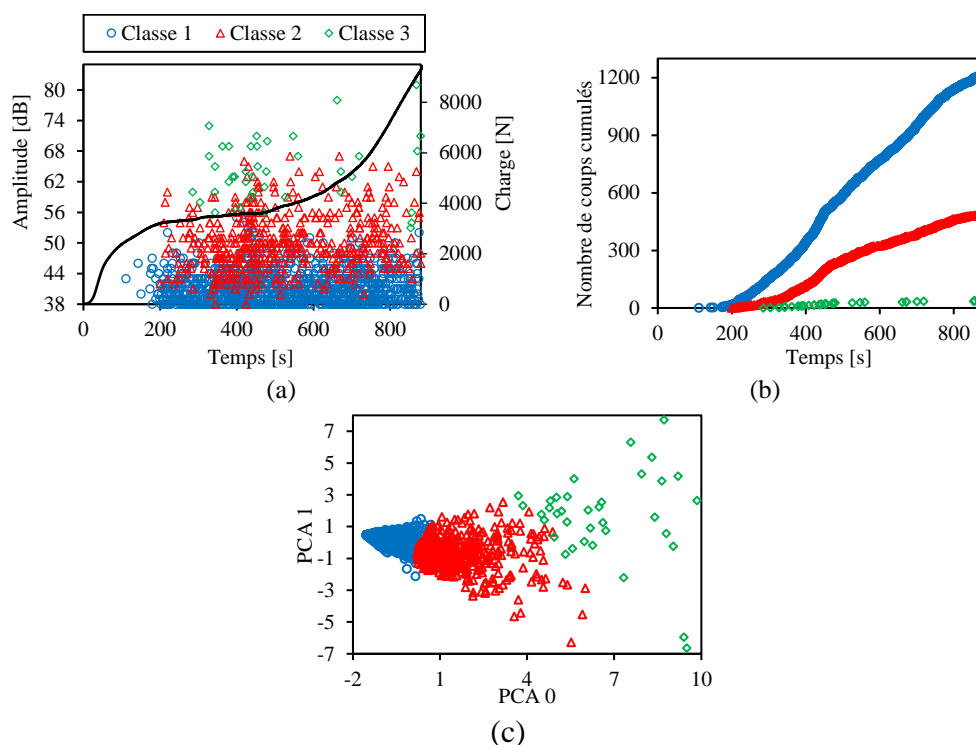


Figure 3.24 Analyse des données d'émission acoustique pour un sandwich à 2 cellules en largeur et une épaisseur d'âme de 15 mm : a) représentation des événements en Amplitude/Temps, b) chronologie d'apparition et évolution des classes et c) analyse en composantes principales.

3.4.3 Synthèse et discussion

3.4.3.1 Caractéristiques des classes obtenues

Les caractéristiques moyennes des trois classes d'émission acoustique obtenues ont été comparées pour les quatre configurations des sandwiches considérées (1 cellule, 2 cellules, 3 cellules et 4 cellules en largeur) avec une épaisseur d'âme de 5mm et pour les cinq classificateurs choisis. Les résultats sont présentés sur la Figure 3.25. On remarque que les quatre configurations présentent la même signature acoustique pour les trois classes obtenues.

Le temps de montée ainsi que la durée sont les principaux éléments séparateurs pour la classe 1. Par contre l'énergie des signaux est le principal élément séparateur pour les deux classes 2 et 3, ceux de la classe 3 étant les plus énergétiques. Ainsi, le sandwich avec 1 cellule en largeur présente les caractéristiques les plus importants pour les 3 classes obtenues. La différence d'énergie est d'environ 95 % entre le sandwich avec 1 cellule et 4 cellules en largeur.

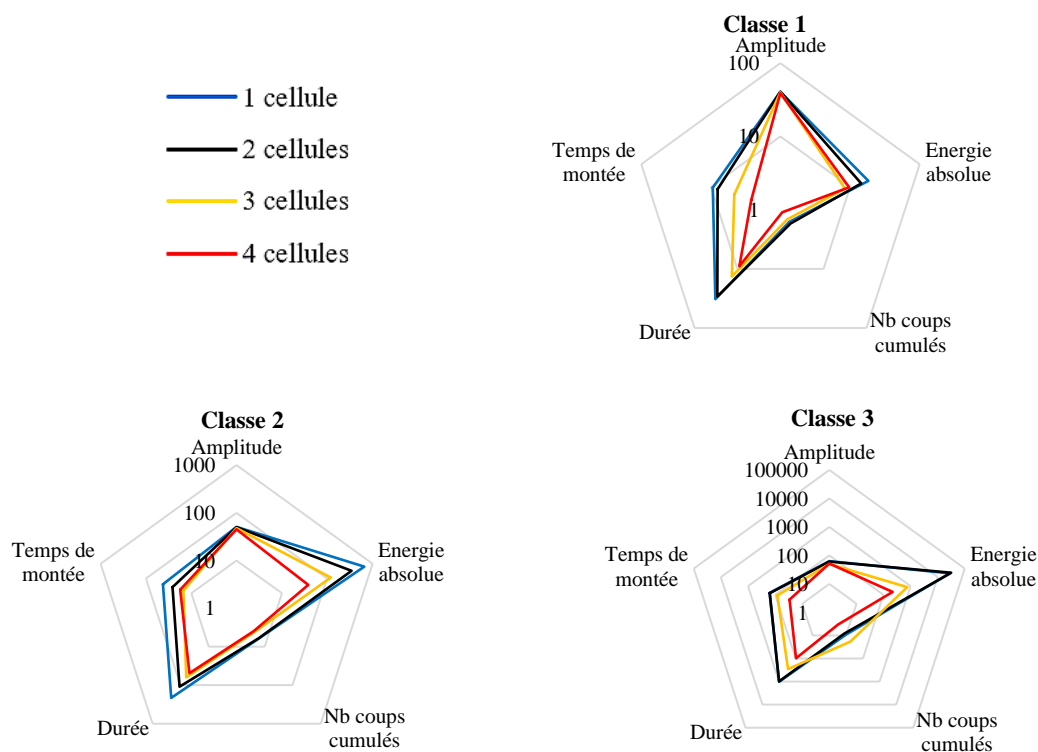


Figure 3.25 Caractéristiques moyennes des trois classes obtenues.

Les distributions des propriétés des trois classes obtenues ont été comparées. La Figure 3.26 présente les résultats sous forme de diagrammes en boîte à moustaches. Les cinq descripteurs de classification relatifs aux trois classes d'EA pour toutes les configurations sont comparées. Chaque diagramme représente l'étendue de l'amplitude des évènements d'EA. Le premier quartile q_1 et le troisième quartile q_3 de la distribution correspondent aux limites des boîtes à moustaches. Le deuxième quartile q_2 représente la médiane correspondant à la ligne traversant les boîtes à moustaches. Les valeurs inférieures et supérieures des pattes du diagramme correspondent aux valeurs extrêmes de l'amplitude. Les distributions des signaux des différentes classes pour les quatre configurations d'éprouvettes et pour les cinq classificateurs choisis ont ainsi été représentées. Une bonne similitude des distributions des classes 1 et 2 est constatée. Cependant, les distributions de la classe 3 sont significativement différentes d'une configuration sandwich à l'autre.

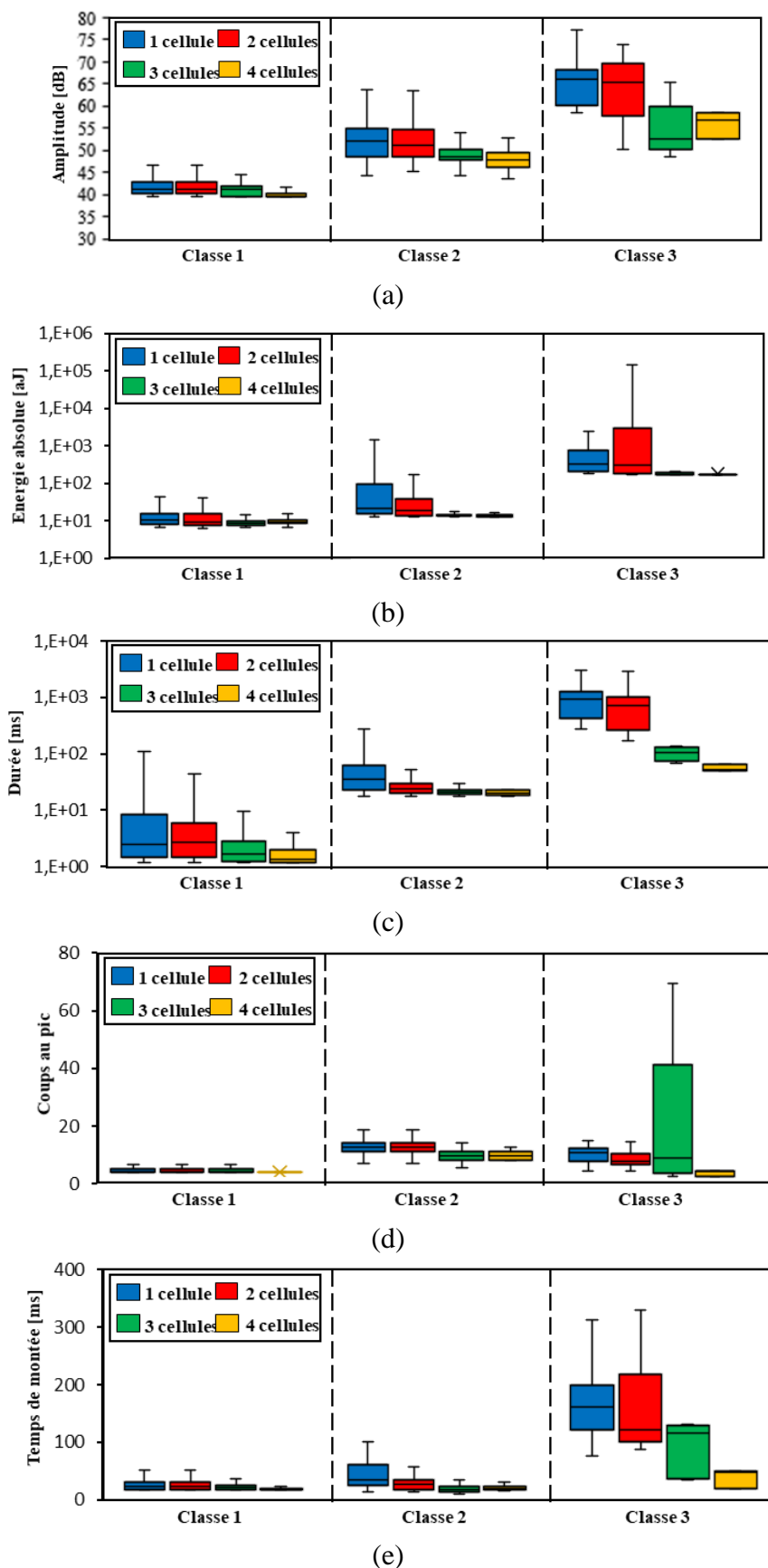


Figure 3.26 Distributions des propriétés des quatre classes d'EA : a) Amplitude, b) Energie, c) Durée, d) Nombre de coups au pic et e) Temps de montée.

3.4.3.2 Analyse de la contribution de chaque mécanisme d'endommagement

La contribution de chaque mécanisme d'endommagement dans la rupture finale a été calculée pour les différentes configurations d'éprouvettes. La contribution de l'endommagement D_i est définie comme le rapport entre l'énergie acoustique cumulée de chaque mécanisme d'endommagement E_i et l'énergie acoustique globale à la rupture E_t [174], elle est donnée par l'équation (3.9):

$$D_i = \frac{E_i}{E_t} = \frac{E_i}{\sum_{j=1}^n E_j} \quad (3.9)$$

Avec n est le nombre total des mécanismes d'endommagement.

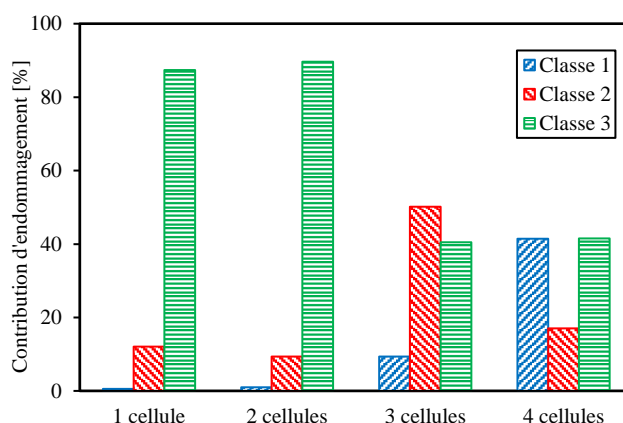


Figure 3.27 Contribution des mécanismes d'endommagement pour les quatre configurations.

La Figure 3.27 présente le pourcentage de contribution de chaque mécanisme d'endommagement dans la rupture totale des quatre structures sandwiches étudiées. Une différence de la distribution de D_i est observée entre les sandwichs avec un grand nombre de cellules (3 et 4 cellules) et ceux avec un faible nombre de cellules (1 et 2 cellules). En effet, pour les sandwichs à grand nombre de cellules, la classe 1 qui correspond à l'écrasement de l'âme auxétique possède un pourcentage d'énergie plus important que les sandwichs à faible nombre de cellules. La contribution de ce mécanisme est d'environ 0,5 %, 1 %, 10 % et 41 % pour les sandwichs avec 1, 2, 3 et 4 cellules en largeur, respectivement. Ceci est expliqué par la grande rigidité des âmes auxétiques possédant un grand nombre de cellules. Quant à la contribution de la classe 3 correspondant à la décohésion microfibrilles/matrice, elle est la plus énergétique pour les sandwichs à faible nombre de cellules. Toutefois, la contribution de la fissuration matricielle (classe 2) dans la rupture finale des éprouvettes est moyenne. Elle est de 12 % pour les sandwichs à 1 cellule en largeur, de 10 % pour les sandwichs à 2 cellules en

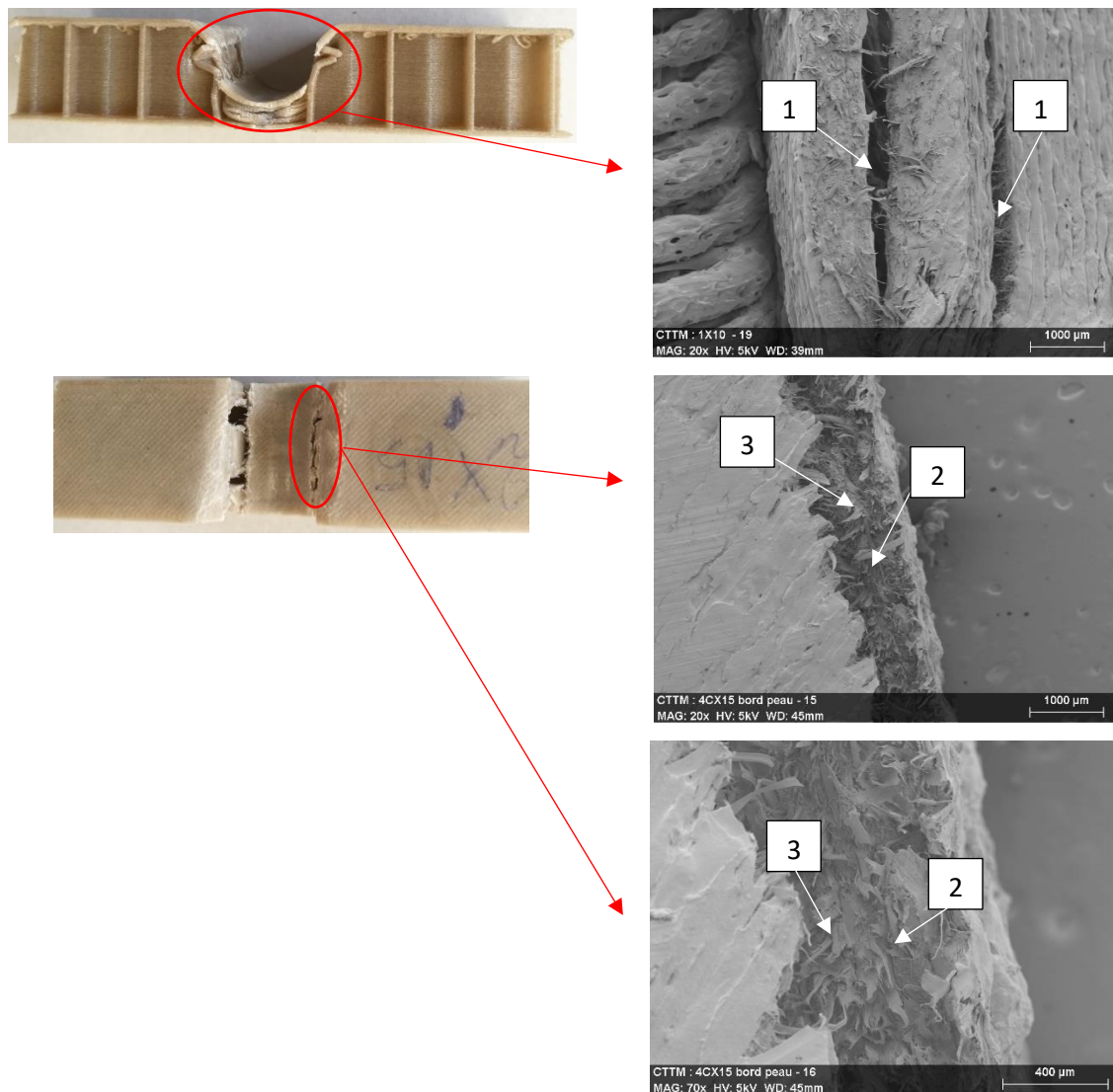
largeur, de 50 % pour les sandwiches à 3 cellules en largeur et de 17 % pour les sandwiches à 4 cellules en largeur. On peut en conclure que les mécanismes de la classe 3 s'agissent comme un mode d'endommagement de forte intensité qui a accéléré la dégradation des sandwiches à 1 et 2 cellules en largeur. Par contre, les 3 mécanismes d'endommagement des classes 1, 2 et 3 s'agissent d'une façon moyenne sur la dégradation et la rupture des sandwiches à 3 et 4 cellules en largeur.

3.4.3.3 Attribution des classe d'EA aux mécanismes d'endommagement

L'analyse de l'endommagement par EA a été accompagnée par des observations microscopiques en utilisant le microscope électronique à balayage MEB. Les observations sont présentées sur la Figure 3.28. En associant l'analyse élaborée par la technique de l'EA avec les observations macroscopiques et microscopique, il est possible de valider l'attribution des mécanismes d'endommagement des différentes classes d'EA obtenues. Dans un premier temps, on voit bien l'écrasement de l'âme qui correspond à la classe 1 obtenue par EA. L'analyse au MEB du profil de la rupture montre que ce type d'endommagement se fait entre les couches déposées par l'impression 3D au cours de construction. Ce type d'endommagement est observé dès le début de l'essai d'indentation. La classe 1 présente une amplitude et une énergie inférieure à celle des classes 2 et 3. D'après la littérature, ce type de signal correspond à l'écrasement de l'âme dans le cas des sandwiches à âmes en nid d'abeilles. Par ailleurs, on peut observer deux autres types d'endommagement correspondent à la fissuration de la matrice en PLA présentés par des trous ainsi que la décohésion fibre/matrice. Ces deux types d'endommagements peuvent être attribués aux classes 2 et 3. Ils sont provoqués principalement dans les peaux qui correspondent à un matériau composite en PLA renforcé par des courtes fibres en lin. D'après la littérature, pour tel matériau, une amplitude des signaux acoustiques entre 45 et 70 dB correspond à la fissuration matricielle et une amplitude entre 55 et 80 dB correspond à la décohésion fibre/matrice.

Suite à cette analyse des mécanismes d'endommagement, il est possible de présenter les différentes classes possibles à trouver dans un matériau sandwich biosourcé à fibres courtes et fabriquées avec une impression 3D. Premièrement, les premiers mécanismes d'endommagement apparaissent après la fin du domaine linéaire de la courbe contrainte/déformation (premier palier horizontal de la courbe). Un transfert de charge entre la peau supérieure et l'âme auxétique a conduit à un écrasement des parois cellulaires de l'âme

observable à l'échelle macroscopique. D'autre part, compte tenu des ruptures des peaux, on peut envisager un déchirement des couches déposées au cours de la mise en œuvre. Ce type d'endommagement résulte d'une fissuration de la matrice ainsi qu'une décohésion fibre/matrice.



3.5 Conclusion

Le comportement mécanique en flexion et en indentation des éco-composites sandwiches en PFF à âme auxétique a été étudié. Les résultats expérimentaux montrent que l'augmentation du nombre de cellules de la structure entraîne une amélioration des propriétés mécaniques, du fait que cette augmentation améliore la rigidité de la structure.

Des essais de flexion sont réalisés sur les différentes configurations afin de déterminer les propriétés de la structure en termes de rigidité en flexion et en cisaillement et module de flexion et de cisaillement. Ensuite, des essais d'indentation ont été élaborés sur les matériaux sandwichs. Les résultats expérimentaux montrent que les propriétés mécaniques ainsi que la dissipation de l'énergie s'améliorent en augmentant le nombre de cellules et l'épaisseur de l'âme. Ce résultat est justifié du fait que l'augmentation du nombre de cellules augmente la rigidité. Ces essais ont été suivis par la technique d'émission acoustique afin d'étudier l'initiation et l'évolution des mécanismes d'endommagement. Une classification des signaux acoustiques a permis d'identifier trois modes d'endommagements : l'écrasement de l'âme, la fissuration matricielle et la décohésion fibre/matrice. Les résultats obtenus de cette analyse ont montré que l'endommagement des différentes configurations dépend du nombre de cellules. Le premier mécanisme d'endommagement correspondant à l'écrasement de l'âme présente la majorité des signaux d'EA. L'écrasement de l'âme est le mode d'endommagement qui dissipe la plus grande quantité d'énergie pour les structures à un grand nombre de cellules. Les analyses microscopiques réalisées sur les faciès de rupture ont confirmé la présence des trois modes d'endommagement identifiés par la classification appliquée.

L'analyse du comportement mécanique des structures sandwichs présentée dans ce chapitre est indispensable pour la suite des travaux. La détermination des propriétés à la rupture est nécessaire pour l'étude du comportement en fatigue cyclique en flexion trois-points des différentes configurations de sandwichs.

Chapitre 4 : Analyse du comportement mécanique en fatigue des composites sandwiches

Résumé

Ce chapitre présente une étude expérimentale du comportement en fatigue cyclique des structures sandwiches. Les essais ont été menés en flexion trois-points. Dans un premier temps, une revue de la littérature concernant à la fois le comportement en fatigue des composites biosourcés ainsi que des structures auxétiques est proposée. Par la suite, une description du protocole expérimental utilisé suivi des résultats trouvés en termes d'évolution des propriétés mécaniques en fonction du nombre de cycles est présentée. Les poutres étudiées possèdent différents nombres de cellules et d'épaisseurs d'âmes. Les essais ont été effectués en contrôlant le signal du déplacement pour différents niveaux de chargement. L'énergie dissipée par fatigue ainsi que l'amortissement ont été calculés à partir des données expérimentales (contrainte et déformation) en fonction du nombre de cycles. Les durées de vie ont été déterminées et présentées dans un diagramme d'endurance (courbes de Wöhler). De plus, un modèle analytique a été développé. Les résultats ont été comparés à ceux obtenus expérimentalement et une bonne corrélation est observée. Ce modèle a permis de déterminer l'évolution de l'endommagement au cours des essais de fatigue.

4.1 Introduction

Le comportement mécanique en fatigue cyclique des éco-composites sandwichés présente une grande importance dans différents secteurs industriels. L'endommagement des matériaux en fatigue cyclique est un problème majeur à considérer lors du dimensionnement d'une structure. Durant sa vie, un matériau subit des contraintes mécaniques très inférieures aux contraintes à la rupture en statique. Cependant, ces contraintes peuvent être répétées en un très grand nombre de fois. Par exemple, dans l'industrie de transport (utilise beaucoup les matériaux sandwichés), le comportement en fatigue est un facteur très important et doit être connu avec précision. Au cours des chargements cycliques, plusieurs défauts apparaissent et se propagent dans la structure entraînant une baisse des propriétés mécaniques allant jusqu'à la dégradation totale du matériau.

En effet, la résistance, la dissipation d'énergie ainsi que la durée de vie sont des facteurs indispensables dans la conception mécanique des structures. Un bon amortissement sert à éviter la rupture du matériau par fatigue. Actuellement, peu de résultats sont disponibles concernant le comportement en fatigue des éco-sandwichés à âme en nid d'abeilles ré-entrantes. Ainsi, ce chapitre présente une analyse expérimentale du comportement en fatigue des structures éco-composites sandwichés en PFF à âme auxétique. Différents nombres de cellules d'âme ont été testés. Les essais de fatigue cyclique ont été réalisés expérimentalement sur des poutres sandwichés en flexion trois-points avec différents niveaux de chargement. Les sollicitations appliquées sont réalisées à l'aide d'un chargement sinusoïdal réalisé par un déplacement imposé. Ainsi, les résultats obtenus des différentes configurations peuvent être comparés entre eux afin de mettre en évidence l'effet des dimensions des cellules auxétiques sur le comportement en fatigue. De plus, un modèle analytique a été développé. Les résultats ont été comparés à ceux obtenus expérimentalement et une bonne corrélation est observée. Enfin, ces résultats pourront servir de base à la réalisation d'études numériques plus approfondies.

4.1.1 Comportement des composites biosourcés en fatigue

L'endommagement des matériaux composites en fatigue cyclique est un problème majeur à considérer dans le dimensionnement d'une structure. Durant sa vie, le matériau subit des faibles contraintes mécaniques (généralement très inférieurs aux contraintes à la rupture en statique) répétées un très grand nombre de fois. Dans ce cas, on peut constater l'apparition et la propagation des défauts agissant négativement sur les propriétés mécaniques et allant jusqu'à

la défaillance de la structure. Statistiquement, il y a environ 80% d'accidents de rupture d'avion causés par une rupture de fatigue (par exemple, les ailes d'un avion sont soumises à des déformations en flexion dues aux turbulences de l'air).

Pour cette raison, plusieurs études ont concentré à la caractérisation du comportement en fatigue des éco-composites. Shah et al. [175] ont étudié la réponse en fatigue des composites renforcés par des fibres de lin, chanvre et de jute. Ces composites ont montré des propriétés moins intéressantes que ceux renforcés par des fibres de verre. Les mêmes auteurs [176] ont montré une augmentation de la rigidité des composites renforcés de fibres de lin au cours des essais de fatigue. Cela est dû à la composition de ces fibres telles que la réorientation des microfibrilles de cellulose. Liang et al. [177] ont étudié le comportement en traction cyclique des composites lin/époxy. Les résultats montrent des propriétés en fatigue similaire à celles des composites renforcés par des fibres synthétiques. Monti et al. [55] ont étudié le comportement en flexion cyclique d'un matériau sandwich biosourcé constitué de peaux thermoplastiques renforcées par des fibres de lin et d'une âme en balsa. Ils ont montré que les performances en fatigue de ce sandwich sont légèrement inférieures à celles des sandwichs renforcés par des fibres de verre et âme en mousse. Le comportement en fatigue d'un éco-composites lin/green-époxy avec et sans couche viscoélastique a été déterminé [178]. Il a été montré que la couche de caoutchouc améliore la dissipation d'énergie en fatigue. Elle améliore significativement les propriétés d'amortissement de la structure.

4.1.2 Comportement des formes auxétiques en fatigue

Les structures auxétiques ont été largement utilisées sous forme des âmes pour les matériaux sandwichs. Pour cette raison, il paraît indispensable de déterminer le comportement en fatigue de ces types d'âmes.

Dans ce contexte, plusieurs études ont déjà été menées dans le but de caractériser le comportement en fatigue des matériaux auxétiques. Bezazi et Scarpa [179] ont étudié le comportement en traction cyclique des mousses PU thermoplastiques conventionnelles et auxétiques. Les auteurs ont mis en évidence l'influence de la forme auxétique dans le comportement du matériau en fatigue. Les résultats obtenus montrent que la mousse auxétique possède des caractéristiques améliorées en statique et en fatigue par rapport à celle conventionnelle. Huang et al. [180] ont étudié théoriquement le comportement en fatigue de la structure en nid d'abeilles ré-entrant. Ils ont constaté que la fatigue de ces structures dépend

de différents paramètres tels que la taille des cellules, la densité relative et l'intervalle des contraintes cycliques appliquées. Abbadí et al. [181] ont étudié le comportement en fatigue en flexion 4-points d'un matériau composite en nid d'abeilles suivant les deux directions L et W. Les résultats ont montré que la durée de vie de la configuration-L est supérieure à celle dans la direction-W pour un même niveau de chargement. Les auteurs ont remarqué un flambement suivi d'un cisaillement des parois cellulaires verticales de l'âme. L'angle entre la fissure et l'axe horizontal était de 30° ce qui implique la rupture définitive du sandwich.

4.1.3 Protocole expérimental

Les essais de fatigue ont été menés en flexion trois points en utilisant la machine hydraulique standard INSTRON 8801 avec un capteur de charge de ± 1 kN. Les essais expérimentaux ont été effectués conformément à la norme ASTM D790-86. Les poutres sandwiches testées sont constituées des peaux d'épaisseur nominale de 2 mm et d'âmes d'épaisseur nominale de 5 mm en configuration-W. Les quatre configurations d'âmes sont utilisées (1 cellule ; 2 cellules ; 3 cellules et 4 cellules). La distance entre appuis utilisée est d qui est égale à 110 mm. Un déplacement sinusoïdal d'une fréquence de 5 Hz est imposé pendant les essais de fatigue. La valeur de fréquence est choisie d'une façon à accélérer les résultats tout en conservant des résultats précis. Un taux de chargement R , défini par l'équation (4.1), a été fixé à 0,2 :

$$R = \frac{d_{\min}}{d_{\max}} \quad (4.1)$$

Avec d_{\min} et d_{\max} sont respectivement les déplacements minimal et maximal appliqués au cours du cycle.

Le déplacement moyen d_{moy} et l'amplitude du déplacement d_{amp} sont variés d'une façon à diversifier le niveau de chargement r défini par l'équation (4.2):

$$r = \frac{d_{\max}}{d_{\text{rup}}} \quad (4.2)$$

Où d_{rup} le déplacement à la rupture en statique. Le déplacement moyen d_{moy} est fixé.

Autour de cette valeur, un déplacement cyclique avec une amplitude d_{amp} est appliqué. D'après les essais de flexion en statique, les sandwiches étudiés présentent deux comportements différents (linéaire et non linéaire). Il faut bien éviter l'application des essais de fatigue dans ces deux domaines simultanément pour qu'on puisse discuter les phénomènes physiques qui apparaissent. Le Tableau 4.1 présente les différents paramètres d'essais utilisés.

Au moins deux éprouvettes de chaque configuration sont testées afin de prendre en compte la variabilité des résultats expérimentaux.

Tableau 4.1 Paramètres expérimentaux des essais de fatigue

Nombre de cellule en largeur	1 cellule	2 cellules	3 cellules	4 cellules
Déplacement à la rupture d_{rup} [mm]	6,5	7	7,5	8
Force à la rupture F_{rup} [N]	184,3	227,5	249,8	276,6

4.2 Etude expérimentale du comportement dynamique des sandwichs

Le comportement dynamique en fatigue cyclique des sandwichs est étudié. Les différentes configurations d'âmes auxétiques sont testées. Ainsi, l'effet du nombre de cellules (autrement de la densité) sur la rigidité, les cycles d'hystérésis, les énergies dissipées, le facteur de perte ainsi que la courbe de Wöhler est calculé.

4.2.1 Evolution des propriétés mécaniques

L'évolution de la force appliquée pour un déplacement donné est déterminée en fonction du nombre de cycles pour les quatre configurations étudiées. Les résultats sont présentés en termes de réduction de rigidité (le rapport entre la charge maximale et la charge des premiers cycles F/F_0), comme illustré dans la Figure 4.1, en fonction du nombre de cycles (en échelle semi-logarithmique). Les essais de fatigue sont effectués pour différents niveaux de chargement. Pour chaque structure, la perte de rigidité peut être discrétisée en trois phases caractéristiques. Dès les premiers cycles, une diminution brutale du rapport F/F_0 apparaît. Cette diminution correspond à une perte rapide des propriétés mécaniques de la structure sandwich. Cela peut être expliqué par l'initiation des endommagements dans l'acide polylactique (PLA) du fait de la mise en chargement de la structure. Ensuite, une diminution progressive de la rigidité se manifeste jusqu'à la rupture de l'éprouvette, ce qui correspond à la quasi-totalité de l'essai. En effet, cette phase correspond à la propagation des endommagements dans la structure sandwich. Finalement, la défaillance totale de l'éprouvette se présente par une diminution soudaine de la rigidité.

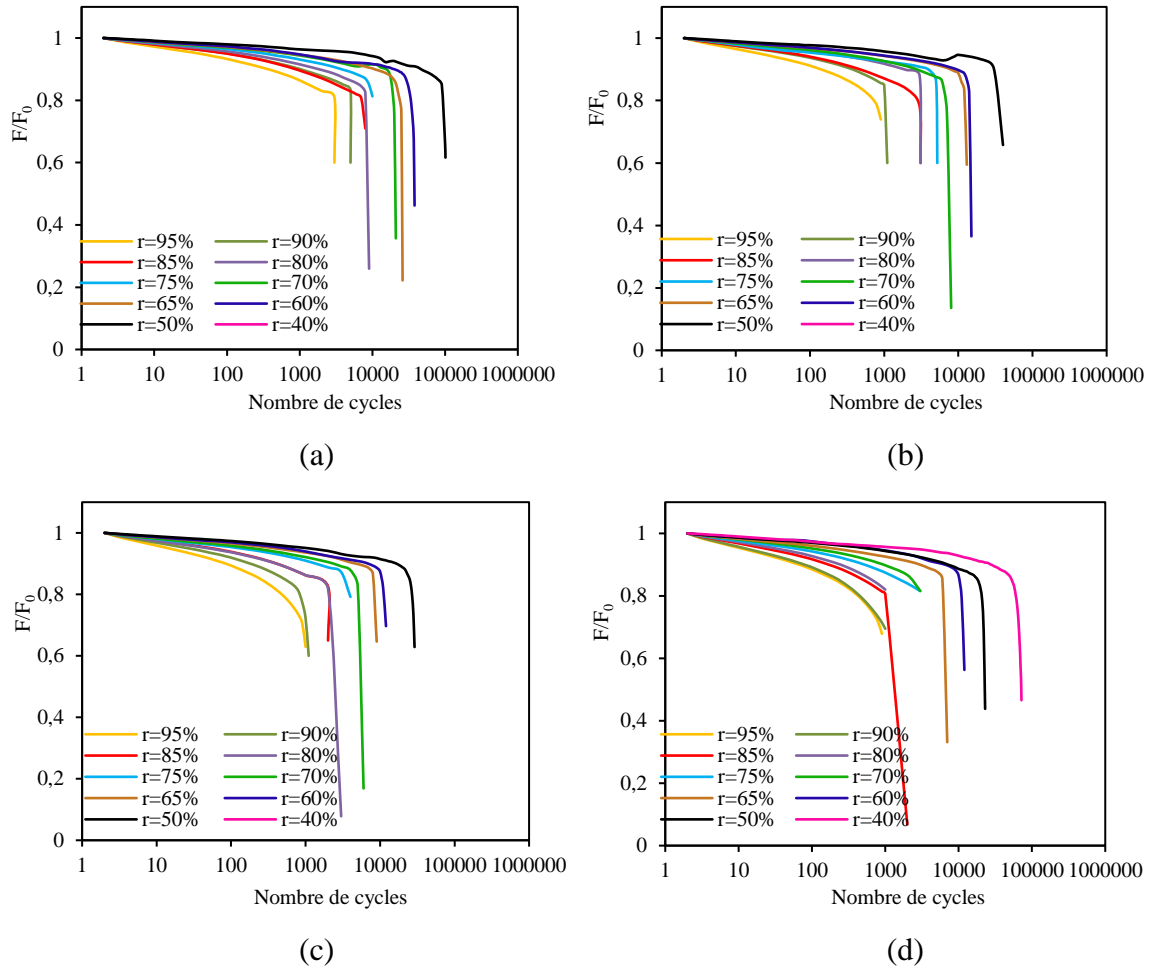


Figure 4.1 Courbes représentatives de l'évolution du rapport F/F_0 en fonction du nombre de cycles pour différents niveaux de chargement r et pour différents nombre de cellules d'âmes en largeur : a) 1 cellule; b) 2 cellules; c) 3 cellules et d) 4 cellules.

La Figure 4.2 présente l'évolution de la charge maximale F_{\max} en fonction du nombre de cycles N (avec une échelle semi-logarithmique) pour les quatre configurations d'âmes. Les résultats sont obtenus dans le cas d'un niveau de chargement $r=80\%$. Ces résultats montrent que la charge maximale supportée par le matériau dépend du nombre de cycles de fatigue et du nombre de cellules de l'âme. D'une manière générale, la charge maximale diminue avec le nombre de cellules de l'âme et avec l'augmentation du nombre de cycles.

Dans le cas du sandwich avec 4 cellules en largeur, la réduction de la rigidité est un peu sévère par rapport à celles de faible densité. En effet une augmentation du nombre de cellules de l'âme entraîne une augmentation de la surface de contact entre les peaux et l'âme. Cela provoque une augmentation du transfert des contraintes de cisaillement entre les peaux et l'âme. Ce qui diminue la résistance de la structure sandwich. Au cours des premiers cycles, la valeur de la charge maximale est de l'ordre de 290 N dans le cas du sandwich avec 4 cellules

en largeur, alors qu'elle n'est que de 175 N pour le sandwich avec 1 cellule en largeur. La rupture de la structure sandwich avec une densité élevée est antérieure à celle avec la plus faible densité.

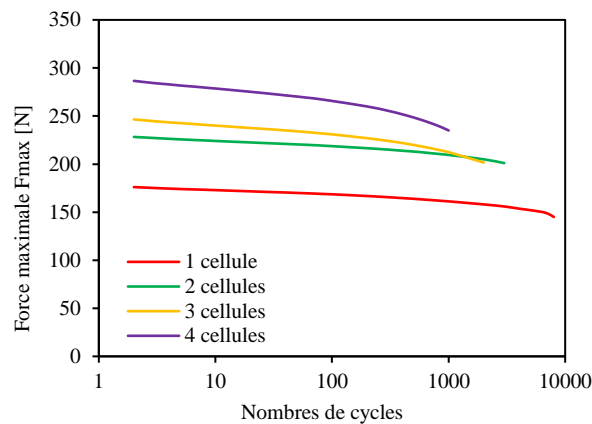


Figure 4.2 Evolution de la charge en fonction du nombre de cycles pour différents nombres de cellules d'âmes et pour un niveau de chargement $r=80\%$.

4.2.2 Cycle d'hystérésis

Pour chaque configuration, les caractéristiques énergétiques lors des essais de fatigue sont étudiées en analysant l'évolution des courbes d'hystérésis. Le niveau de chargement est fixé à 80%. Chaque cycle est défini par 200 points expérimentaux. Les cycles d'hystérésis sont obtenus à partir des données expérimentales de la charge et du déplacement en fonction du temps. La Figure 4.3 présente les cycles d'hystérésis pour différents nombres de cycles de fatigue. Les courbes sont translatées suivant l'axe de déplacement pour obtenir des figures plus claires. L'évolution du cycle d'hystérésis est similaire pour les quatre configurations du sandwich. L'augmentation du nombre de cycles entraîne une diminution de la charge maximale représentée par le pic de la courbe d'hystérésis ainsi qu'une augmentation de l'aire intérieure du cycle d'hystérésis. Ces résultats sont les conséquences de la perte de rigidité et le développement de l'endommagement des cellules unitaires formant l'âme auxétique. Ce phénomène est beaucoup plus marqué dans le cas du sandwich avec un grand nombre de cellules auxétiques et pour un nombre de cycles élevé. On peut conclure que la réponse dynamique du sandwich à âme auxétique au chargement n'est pas la même que sa réponse au déchargement. En raison du chargement cyclique, les parois des cellules unitaires sont totalement effondrées. La rupture des cellules unitaires et la fracture des bords des cellules entraînent l'apparition des endommagements irréversibles dans le sandwich, ainsi la rupture totale des éprouvettes.

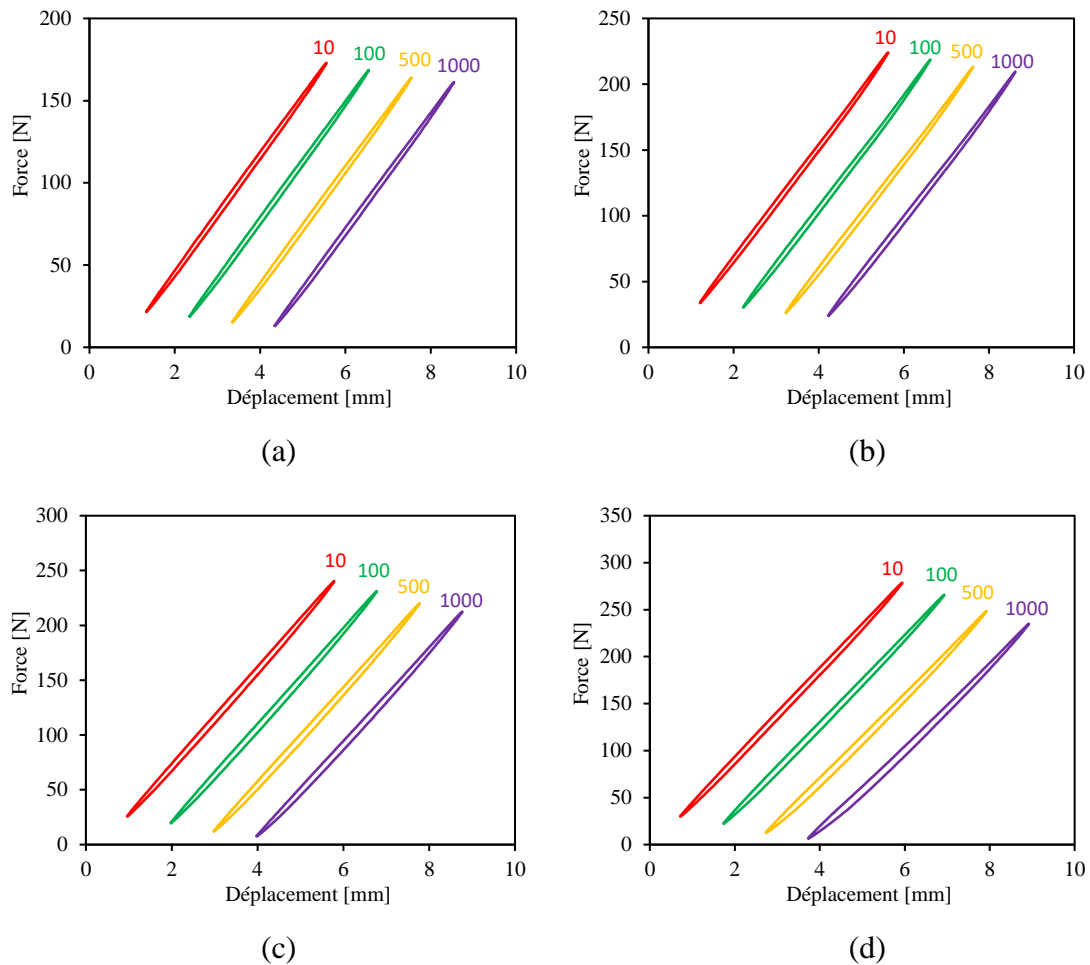


Figure 4.3 Evolution des cycles d'hystérésis pour un niveau de chargement $r=80\%$ et pour différents nombres de cellules d'âmes en largeur : a) 1 cellule ; b) 2 cellules ; c) 3 cellules et d) 4 cellules.

4.2.3 Energie dissipée

Les formes auxétiques sont connues par leur capacité de dissipation d'énergie. Ils dissipent la plus grande quantité d'énergie lorsqu'ils sont utilisés comme âmes de sandwich soumis à des essais d'impact ou d'indentation. Les essais de fatigue permettent de quantifier l'énergie potentielle emmagasinée ainsi que l'énergie dissipée par la structure sandwich. En considérant le cycle d'hystérésis illustré dans la Figure 4.4, il est possible de calculer l'énergie dissipée pour chaque cycle. Le comportement des sandwiches en fonction de la charge dépend de l'énergie de déformation. L'énergie potentielle E_p stockée est la surface située sous la partie supérieure (partie de chargement) de la boucle d'hystérésis. En utilisant la formule de trapèze, comme indiqué sur la Figure 4.4, l'énergie dissipée E_d et l'énergie potentielle maximale E_p sont déterminées. Pour réduire l'erreur dans le calcul de la surface, les courbes d'hystérésis sont divisées par un grand nombre n . Pour un cycle donné, l'énergie potentielle est donnée par l'équation (4.3) :

$$E_p = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (d_{i+1} - d_i) [f(d_{i+1}) + f(d_i)] \quad (4.3)$$

L'énergie restituée E_r qui correspond à l'aire sous la courbe de décharge g est donnée par l'équation (4.4) :

$$E_r = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (d_{i+1} - d_i) [g(d_{i+1}) + g(d_i)] \quad (4.4)$$

L'énergie dissipée E_d qui correspond à l'aire de la surface intérieur du cycle d'hystérésis (équation (4.5)) est donnée par l'équation (4.6):

$$E_d = E_p - E_r \quad (4.5)$$

$$E_d = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (d_{i+1} - d_i) \{ [f(d_{i+1}) + f(d_i)] - [g(d_{i+1}) + g(d_i)] \} \quad (4.6)$$

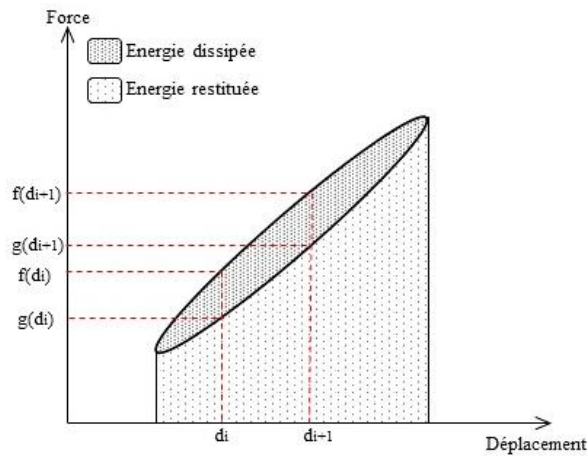


Figure 4.4 Représentation d'un cycle d'hystérésis

La Figure 4.5 présente l'évolution de l'énergie dissipée en fonction du nombre de cycles des quatre matériaux sandwiches et pour différents niveaux de chargement r . Le niveau de chargement influe largement sur l'énergie dissipée. En effet, E_d est importante pour la valeur de r la plus élevée pour les quatre configurations. On constate que l'énergie dissipée décroît au cours des premiers cycles ce qui est expliqué par la dégradation de la force appliquée pour un déplacement donné. Puis il se stabilise et devient pratiquement constant pour les nombres de cycles élevés. L'énergie dissipée dépend aussi du nombre de cellules de l'âme. L'âme avec le nombre de cellules le plus élevé dissipe plus d'énergie. Pour bien expliquer ce résultat, il faut suivre les mécanismes d'endommagement des sandwichs au cours de l'essai de fatigue. Au cours des premiers cycles, les peaux et les cellules élémentaires de l'âme se déforment d'une manière réversible. Ensuite la peau inférieure commence à s'endommager permettant ainsi la

propagation de l'endommagement vers les parois des cellules élémentaires de l'âme auxétique. Cela engendre l'évacuation de l'air enfermée par les cellules. Dans le cas de l'âme avec le nombre de cellules élevées, il y'a plus d'air à évacuer. Ce qui explique la grande dissipation d'énergie dans cette configuration.

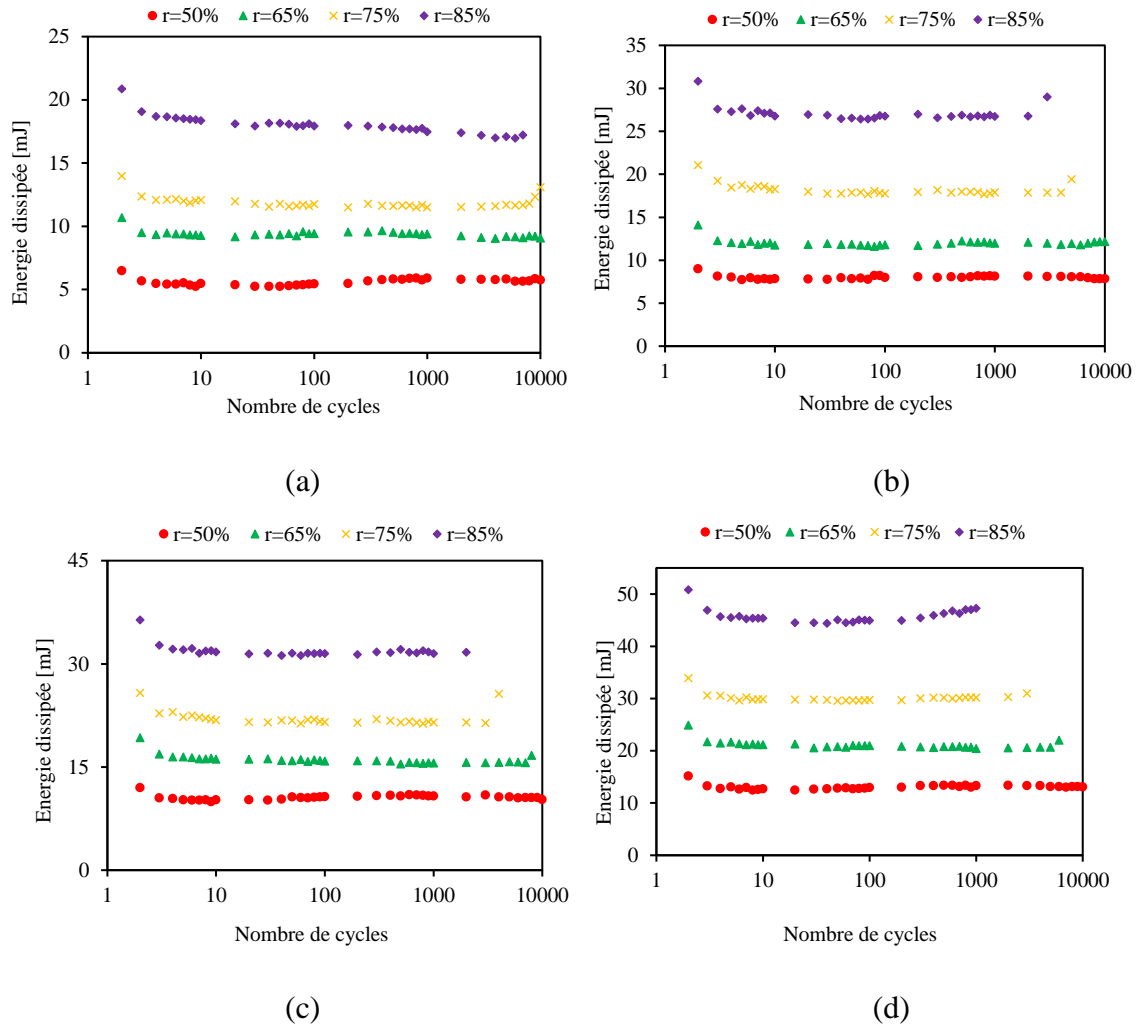


Figure 4.5 Evolution de l'énergie dissipée en fonction du nombre de cycles pour différents niveaux de chargement et pour différents nombres de cellules d'âmes en largeur : a) 1 cellule ; b) 2 cellules ; c) 3 cellules et d) 4 cellules.

La Figure 4.6 présente l'évolution de l'énergie dissipée en fonction du nombre de cycles des quatre matériaux sandwiches et pour un niveau de chargement $r=85\%$. Le nombre de cellules influe largement l'énergie dissipée. En effet, E_d est importante pour la structure sandwich avec le plus grand nombre de cellules dans l'âme. La même variation de E_d est constatée pour les quatre configurations du sandwich. L'explication de ce résultat est déjà présentée dans le paragraphe précédent. En fait tout dépend de la déformation des cellules élémentaires de l'âme.

L'augmentation du nombre de cellules d'âme augmente la quantité d'air enfermée par les cellules à évacuer.

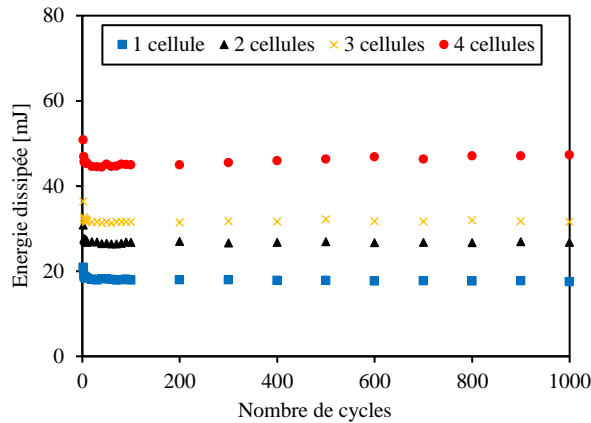


Figure 4.6 Evolution de l'énergie dissipée en fonction du nombre de cycles pour différents nombres de cellules d'âmes et pour un niveau de chargement $r=85\%$.

4.2.4 Amortissement en fatigue

La dissipation d'énergie dans les sandwichs dépend de plusieurs paramètres tels que la topologie de l'âme et le comportement viscoélastique du matériau constitutif. Le facteur de perte dans les essais de fatigue est défini comme le rapport entre l'énergie dissipée E_d et l'énergie potentielle E_p . Il est donné par l'équation (4.7):

$$\eta = \frac{E_d}{2\pi E_p} \quad (4.7)$$

La Figure 4.7 présente l'évolution du facteur de perte en fatigue en fonction du nombre de cycles (avec une échelle semi-logarithmique). Les résultats montrent une diminution durant les premiers cycles, suivie d'une phase croissante durant les cycles élevés. La Figure 4.8 présente l'évolution du facteur de perte en fatigue en fonction du nombre de cycles des quatre matériaux sandwichs et pour un niveau de chargement $r=85\%$. Les résultats montrent que le facteur de perte est plus élevé pour le sandwich possédant un grand nombre de cellules (l'âme la plus dense). Ce qui montre que le sandwich dissipe plus d'énergie de cisaillement à travers l'âme que d'énergie de traction/compression à travers les peaux. La variation du facteur de perte est expliquée par l'évolution des mécanismes d'endommagement dans le sandwich. En effet, la première phase décroissante peut être expliquée par l'apparition des premiers mécanismes d'endommagement irréversibles. Le chargement initial du matériau au début des essais de fatigue cyclique engendre certain endommagement, tels que l'écrasement des cellules élémentaires de l'âme. Or les formes de nid d'abeilles ré-entrant en flexion adoptent une

courbure synclastique (en forme de dôme) [182]. La répétition cyclique de ces courbures au cours des essais de fatigue va créer un mécanisme de friction entre l'âme et les peaux. Par conséquent, une grande partie de l'énergie va être dissipée par effet Joule. Aussi le phénomène de compression/décompression de l'air piégé dans l'âme va augmenter l'amortissement de la structure. Ce qui explique l'augmentation du facteur de perte pour les nombres de cycles élevés.

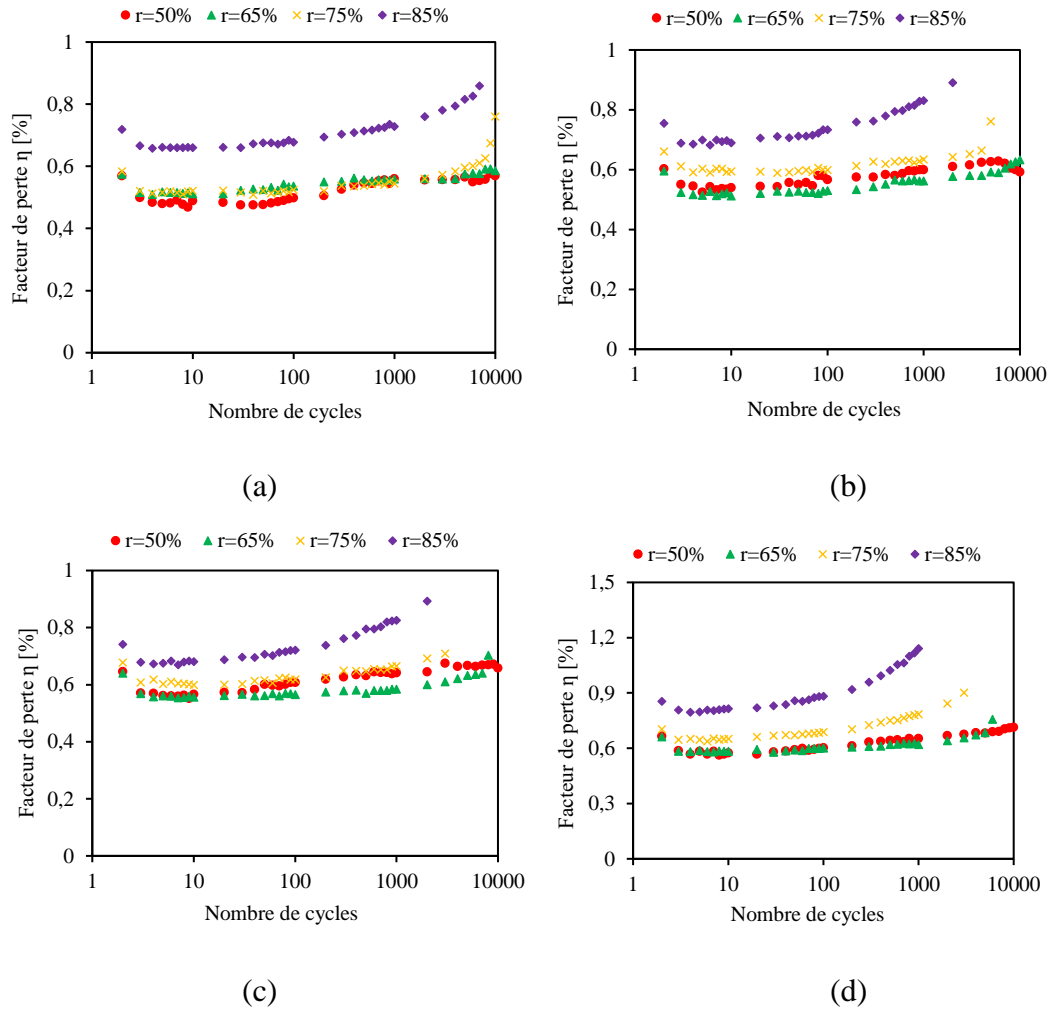


Figure 4.7 Evolution du facteur de perte en fonction du nombre de cycles pour différents niveaux de chargement et pour différents nombres de cellules d'âmes en largeur : a) 1 cellule ; b) 2 cellules ; c) 3 cellules et d) 4 cellules.

4.2.5 Durée de vie

La durée de vie est un paramètre important pour l'estimation du comportement en fatigue des matériaux sandwiches. La Figure 4.9 présente les courbes de Wöhler des différentes configurations de sandwiches. Elle donne la contrainte maximale appliquée σ_{max} en fonction de nombre de cycles à la rupture N_r . La contrainte maximale est calculée à partir des résultats quasi statiques. Elle est donnée par l'équation (4.8) ASTM C393/C393M [168]:

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}d}{4be_p(e_p + e_a)} \quad (4.8)$$

Où e_p est l'épaisseur de peau, e_a est l'épaisseur de l'âme, b est la largeur de la poutre et d est la distance entre appuis qui est égale à 110 mm.

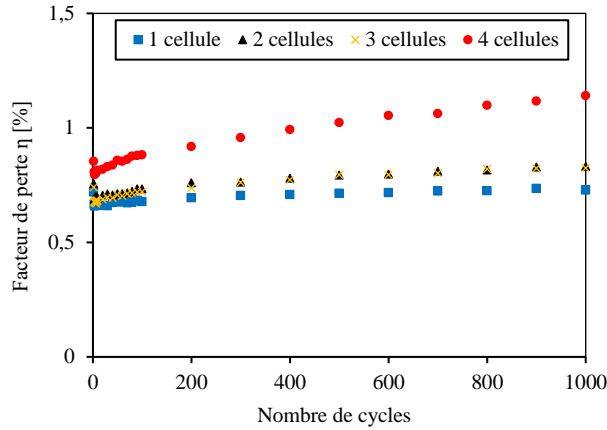


Figure 4.8 Evolution du facteur de perte en fonction du nombre de cycles pour différents nombres de cellules d'âmes et pour un niveau de chargement $r=85\%$.

Une dispersion limitée des résultats est observée, ce qui montre la ressemblance de toutes les éprouvettes testées et donc l'efficacité de la méthode de fabrication adoptée (impression 3D). C'est pourquoi deux échantillons uniquement sont testés pour chaque contrainte appliquée. L'évolution de la contrainte maximale en fonction du nombre de cycles à la rupture est exprimée par l'équation (4.9):

$$\sigma = A - B \ln N_r \quad (4.9)$$

Il est clairement observé que le nombre de cellules de l'âme a un effet significatif sur la durée de vie en fatigue des sandwiches. Le sandwich avec le plus grand nombre de cellules de l'âme présente la valeur la plus élevée du paramètre B ce qui indique le taux de dégradation le plus élevé de ce matériau. Une augmentation d'environ 25% de la densité de l'âme entraîne une augmentation d'environ 30% du taux de dégradation. En effet, l'augmentation du nombre de cellules (de la densité) de l'âme augmente la rigidité du sandwich. Et donc plusieurs cellules seront soumises à l'essai de flexion cyclique en fatigue ce qui augmente l'évolution des mécanismes d'endommagement au sein du matériau et donc la défaillance rapide. Le paramètre A correspond à la contrainte maximale pour des faibles nombres de cycles. Cependant, cette relation linéaire ne vérifie pas l'observation expérimentale selon laquelle aucun échantillon n'est fracturé pour des valeurs très faibles de niveau de chargement. Cela est dû au rapport de charge R et à la valeur du déplacement d_{rup} fixée dès le début.

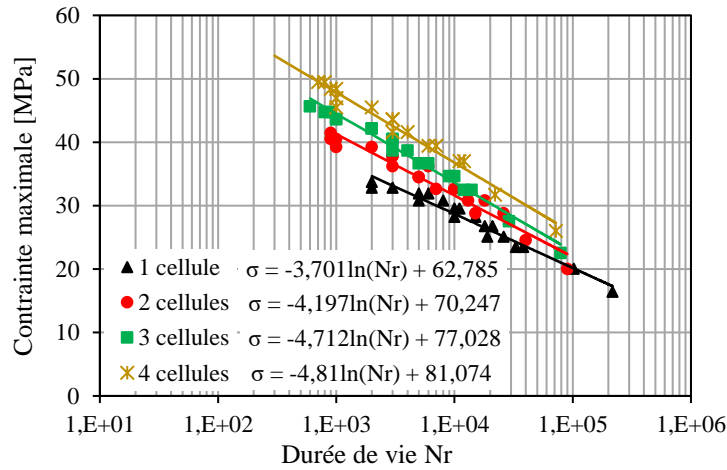


Figure 4.9 Courbe de Wöhler pour les différentes configurations testées.

4.3 Etude analytique du comportement dynamique des sandwiches

4.3.1 Développement du modèle analytique

Au cours des essais de fatigue, la diminution de la rigidité en fonction du nombre de cycles est effectuée en trois étapes. Une réduction rapide dès les premiers cycles suivis d'une diminution progressive jusqu'à la défaillance totale de la structure. Il a été montré [183, 184] que la réduction de la rigidité pour un matériau sandwich est exprimée par l'équation (4.10) :

$$\frac{F_{max}}{F_{max}^0} = A_0 - A \ln(N) \quad (4.10)$$

Avec A_0 et A dépendent des conditions initiales, des propriétés du matériau et des niveaux de chargement appliqués. Au premier cycle, la charge maximale F_{max} est égale à la charge appliquée F_{max}^0 , ce qui conduit à l'équation (4.11) :

$$\frac{F_{max}}{F_{max}^0} = 1 - A \ln(N) \quad (4.11)$$

Il est possible de considérer que l'évolution du paramètre A en fonction du niveau de chargement r est suivie d'une fonction de puissance, donnée par l'équation (4.12) :

$$A = a_0 r^a \quad (4.12)$$

Où a_0 et a sont des paramètres déterminés expérimentalement. Par conséquent, l'expression de réduction de la rigidité devient :

$$\frac{F_{max}}{F_{max}^0} = 1 - a_0 r^a \ln(N) \quad (4.13)$$

La durée de vie en fatigue est une caractéristique importante qui doit être évaluée lors des essais de fatigue. Elle est associée au nombre de cycles à la rupture. Parfois, il est impossible

d'obtenir la rupture lors des essais de fatigue du matériau composite. De ce fait, un critère de durée de vie en fatigue devrait être défini. Le nombre critique N_α qui correspond à une réduction de la rigidité de $\alpha\%$ peut être calculé à partir de l'équation (4.13). Ainsi, l'expression de N_α est donnée par l'équation (4.14):

$$N_\alpha = \exp\left(\frac{\alpha}{100(a_0 r^a)}\right) \quad (4.14)$$

La durée de vie en fatigue peut être liée à l'état d'endommagement de la structure sandwich représenté par le paramètre d'endommagement D. Il est égal à zéro au premier cycle et égal à l'unité lorsque les critères de défaillance sont atteints. Dans le cas des essais de fatigue en contrôlant le déplacement [183], le paramètre d'endommagement D est calculé par l'équation (4.15):

$$D = \frac{F_{max}^0 - F_{max}}{F_{max}^0 - F_{max}^\alpha} \quad (4.15)$$

Où F_{max}^α est la charge maximale au nombre de cycles critiques N_α . Le remplacement de l'équation (4.13) et l'équation (4.14) dans l'équation (4.15) conduit à l'équation (4.16):

$$D = \frac{100}{\alpha} [a_0 r^a \ln N] \quad (4.16)$$

Ces équations sont valables pour les deux premières étapes de dégradation de la rigidité. L'étape finale concernant la défaillance n'est pas prise en compte dans le modèle. Les paramètres analytiques de l'équation (4.13) peuvent être déterminés en se basant sur les résultats expérimentaux. La Figure 4.10 présente l'évolution du paramètre A en fonction du niveau de chargement r. Ces résultats permettent d'identifier les coefficients a_0 et a de l'équation (4.12).

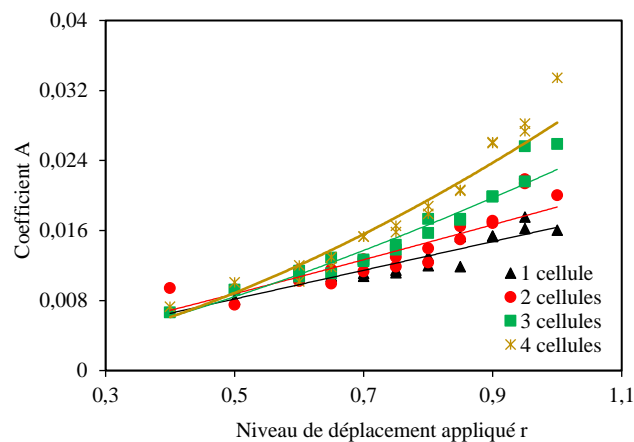


Figure 4.10 Les coefficients des fonctions d'interpolation dans les sandwiches avec différents nombres de cellules d'âmes en largeur.

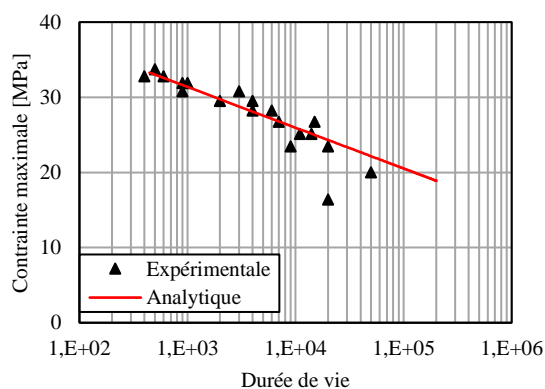
Les valeurs de ces paramètres sont données dans le Tableau 4.2 pour les différentes configurations de sandwiches étudiées.

Tableau 4.2 Les paramètres analytiques

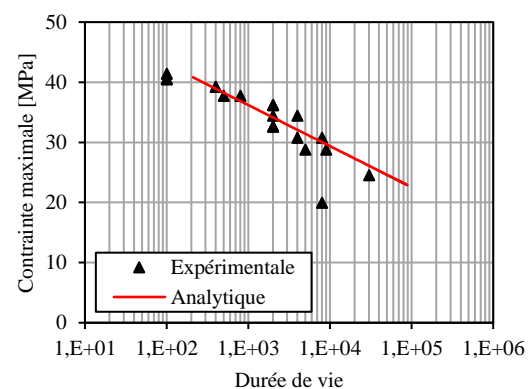
Nombre de cellules en largeur	a_0	a
1 cellule	0,0164	1,0022
2 cellules	0,0187	1,0911
3 cellules	0,023	1,4446
4 cellules	0,0283	1,6744

4.3.2 Prédiction de la durée de vie

Les résultats expérimentaux sont comparés à ceux du modèle analytique basé sur la dégradation de la contrainte maximale en fonction du nombre de cycles à la rupture. La détermination des paramètres de l'équation (4.14) permet de prédire la durée de vie en fatigue. Un critère de fin de vie a été défini pour la détermination des courbes de Wöhler analytiques et expérimentales noté N_{10} . Ce critère correspond à une réduction de la contrainte initiale (rapportée à celle des premiers cycles) de 10%. La Figure 4.11 présente les résultats expérimentaux et analytiques pour les différentes configurations de sandwiches étudiées. Une bonne corrélation entre les résultats est observée. Le modèle analytique décrit bien l'évolution des résultats expérimentaux pour chaque structure sandwiches, malgré le comportement complexe des composites. Il est à noter que ce modèle analytique [183] ne prévoit la durée de vie en fatigue que lorsque le niveau de chargement est déjà connu.



(a)



(b)

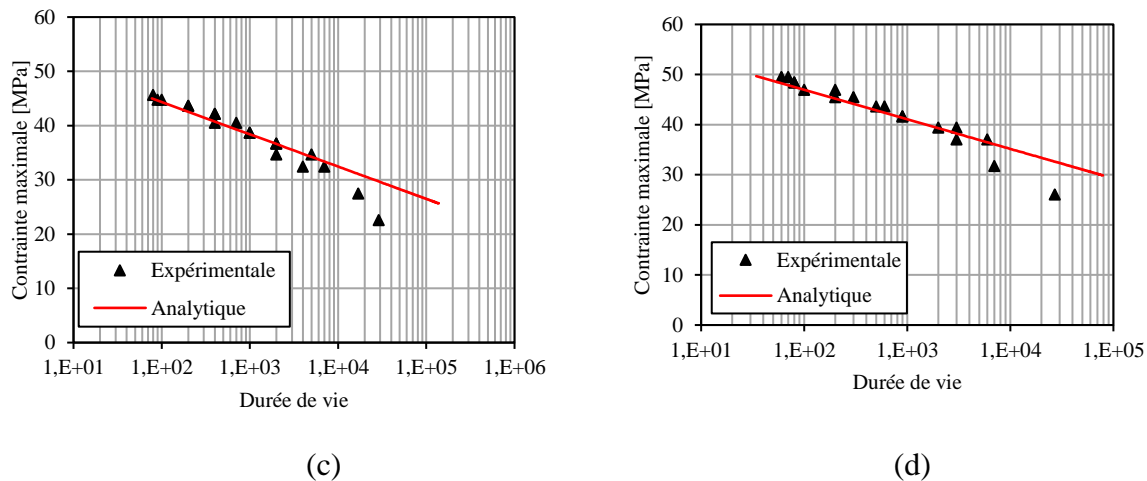


Figure 4.11 Courbes de Wöhler expérimentales et analytiques des sandwiches pour différents nombre de cellules d'âmes en largeur : a) 1 cellule ; b) 2 cellules ; c) 3 cellules et d) 4 cellules.

4.3.3 Prédiction d'endommagement

La réponse des composites sandwiches aux essais de flexion cyclique dépend de l'apparition et de la propagation des endommagements dans le matériau. Le paramètre d'endommagement D défini par l'équation (4.15) combine tous les mécanismes d'endommagement. Il décrit les endommagements qui dépendent du matériau de base, de la structure de l'âme, du type de chargement et du niveau de chargement appliqué r . La Figure 4.12 présente les résultats expérimentaux comparés à ceux déterminés du modèle analytique donné par l'équation (4.16) pour chaque configuration du sandwich. L'évolution du paramètre d'endommagement a été déterminée pour un niveau de chargement r égal à 95%. Un bon accord entre le modèle analytique et les résultats expérimentaux est observé. Il est bien clair que l'évolution des endommagements dépend largement du nombre de cellules auxétiques des âmes. La propagation d'endommagement est beaucoup plus rapide pour les sandwiches avec le plus grand nombre de cellules dans l'âme. Pour un nombre de cycles égale à 20, le paramètre d'endommagement est de 46%, 52%, 63% et 77% pour les sandwiches avec un nombre de cellules en largeur de 1, 2, 3 et 4 cellules. Il est à noter que les premiers cycles sont très importants car ils sont responsables à l'initiation des endommagements dans le matériau. Considérant les résultats trouvés, il est clair que les endommagements s'accumulent dès les premiers cycles. Ces endommagements sont à l'origine du chargement initial appliqué au matériau défini par un niveau de chargement de 95%. Ainsi, le matériau a subi un endommagement initial avant d'être soumis au chargement cyclique. Puis, une propagation rapide des endommagements dès les premiers cycles suite au chargement cyclique.

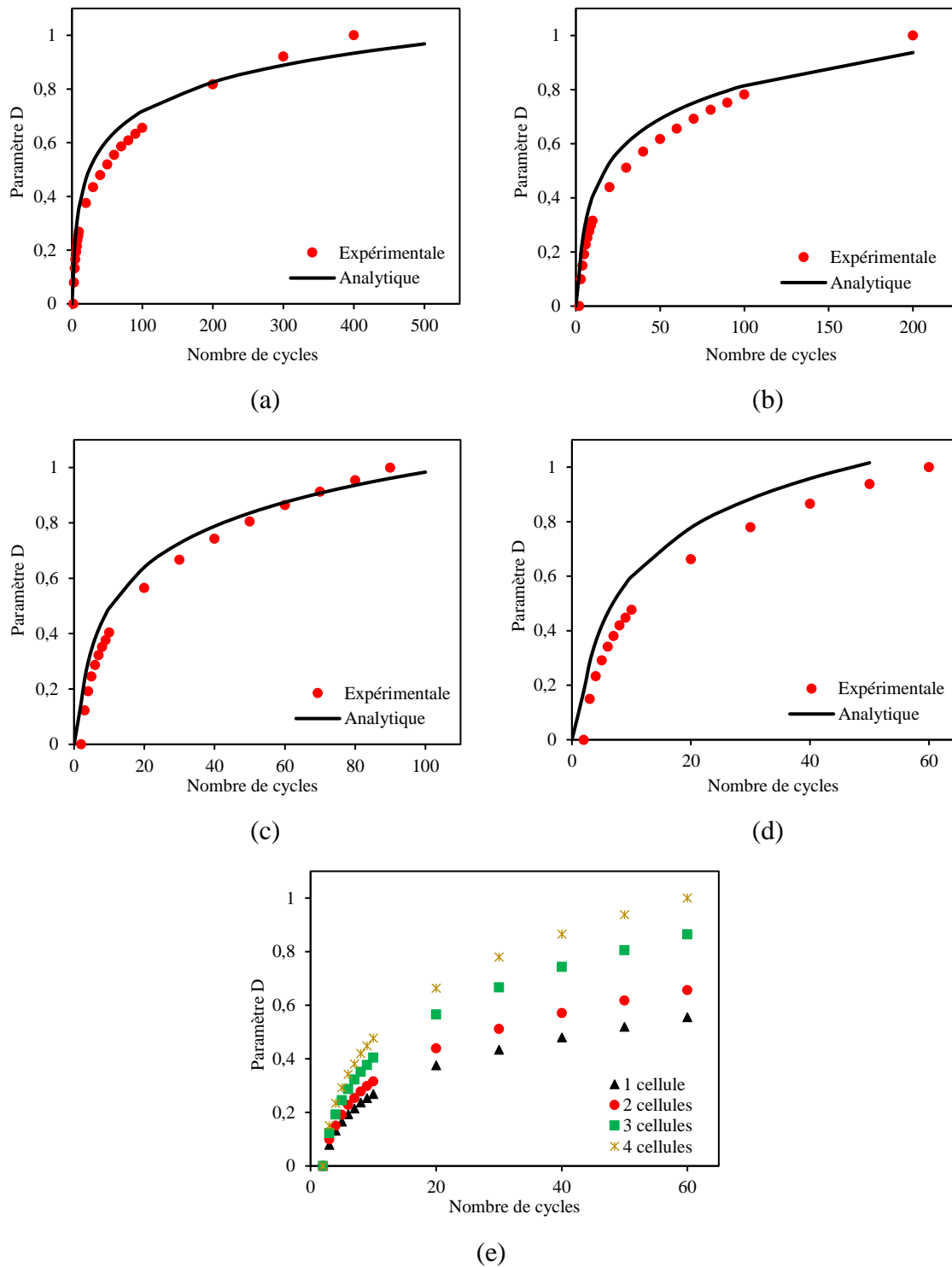


Figure 4.12 Evolution du paramètre d'endommagement des sandwiches pour différents nombre de cellules d'âmes en largeur : a) 1 cellule ; b) 2 cellules ; c) 3 cellules ; d) 4 cellules et e) toutes les structures.

4.4 Conclusion

Ce chapitre présente les résultats des études expérimentales et analytiques réalisées sur les structures sandwiches biosourcés à âme en nid d'abeilles ré-entrante soumises au chargement

de fatigue en flexion trois-points. Différentes configurations de poutres sandwichs ont été testées en fatigue avec différents niveaux de chargement. L'évolution des propriétés mécaniques a été caractérisée expérimentalement au moyen de la rigidité, des cycles d'hystérésis, du coefficient d'amortissement et de la durée de vie. Une validation analytique de la réponse du matériau a été présentée avec une représentation de l'évolution de l'endommagement dans la structure. Il a été trouvé que la rigidité des structures sandwichs dépend du niveau de chargement appliqué. De plus, l'énergie dissipée par cycle augmente avec le niveau de chargement. L'évolution du facteur d'amortissement a été également présentée. Les structures sandwichs avec un grand nombre de cellules ont un facteur de perte plus élevé que celles avec un faible nombre de cellules. Il a été également démontré que les propriétés en fatigue s'améliorent avec l'augmentation du nombre de cellules de l'âme auxétique. En effet, la charge et décharge vont agir sur l'air de la cellule auxétique ce qui augmente l'absorption de l'énergie et donc améliorer le facteur d'amortissement de la structure, ce qui explique les meilleures réponses des structures à grand nombre de cellules.

Chapitre 5 : Comportement dynamique des composites sandwichs et de ses constituants

Résumé

Ce chapitre présente une étude expérimentale et numérique du comportement dynamique en vibration des composites sandwichs totalement biosourcés en PLA/Lin à âme en nid d'abeilles ré-entrantes. Deux types de configurations (L et W), différents nombres de cellules d'âmes (4) et trois épaisseurs d'âmes ont été testés. Dans la première partie, une analyse expérimentale des propriétés dynamiques des différentes configurations a été réalisée. Initialement, des essais de vibration en flexion encastree-libre ont été effectués. Une attention est portée à l'analyse de l'évolution de l'amortissement, du module d'Young et de la rigidité équivalente en fonction de la fréquence. L'influence de la configuration utilisée sur les propriétés des matériaux sandwichs est discutée. Dans la deuxième partie, une analyse par éléments finis du comportement vibratoire des différentes configurations a été développée. La méthode utilisée est basée sur le calcul des différentes énergies de déformation emmagasinées dans la structure ce qui permet d'évaluer les facteurs d'amortissement associés à chaque mode de flexion. Les résultats obtenus par cette analyse sont comparés à ceux déterminés expérimentalement. De plus, une évaluation de la contribution de chaque constituant du sandwich dans la dissipation de l'énergie totale a été discutée.

5.1 Introduction

Les matériaux composites sont de plus en plus utilisés dans la plupart des domaines du transport afin d'avoir une structure légère avec une perte minimale de propriétés mécaniques. Cependant, ces matériaux peuvent poser des problèmes vibratoires (structure plus résonante). Par conséquent, la connaissance des caractéristiques vibratoires, notamment l'amortissement, est indispensable pour le développement des structures composites pour les applications de hautes performances. L'amortissement qui traduit la dissipation de l'énergie dans le matériau est un facteur important pour l'établissement du comportement dynamique. La dissipation de l'énergie dans une structure sandwich dépend de plusieurs paramètres. Elle dépend de la constitution du matériau composite, plus précisément du comportement viscoélastique de la matrice et des fibres de renforts [39]. Elle dépend aussi du type d'âme utilisée et des dimensions de la structure. Dans les chapitres précédents, il a été montré que la microstructure complexe des fibres naturelles de lin ainsi que la forme auxétique de l'âme présentent des propriétés dynamiques élevées.

L'objectif principal de ce chapitre est de mettre en évidence les propriétés dissipatives élevées des matériaux auxétiques, les caractéristiques d'amortissement importantes des fibres de lin ainsi que les hautes performances des structures sandwichs. Pour ce faire, les propriétés d'amortissement des composites sandwichs biosourcés à âme en nid d'abeilles ré-entrantes ont été étudiées. Les essais expérimentaux de vibration en flexion encastree-libre ont été réalisés afin de déterminer les propriétés dynamiques des peaux, des âmes ainsi que des sandwichs. L'effet de la configuration (L ou W), du nombre de cellules dans l'âme ainsi que de l'épaisseur de l'âme sur la réponse en vibration des matériaux sandwichs a été mesuré et discuté. Ensuite, une analyse par éléments finis a été aussi utilisée pour évaluer le facteur d'amortissement en utilisant la méthode de l'énergie de déformation modale. Le modèle numérique a été validé par les résultats expérimentaux et une bonne corrélation est trouvée. L'analyse par éléments finis a été ainsi utilisé pour évaluer la contribution des peaux et des âmes dans la dissipation de l'énergie totale des différentes configurations de sandwichs.

5.1.1 Forme auxétique et vibration

Les composites biosourcés ont montré leur capacité à dissiper de l'énergie vibratoire. Différentes études ont mis en évidence les bonnes propriétés vibratoires de ces matériaux. Les

composites renforcés par des fibres de lin ont permis d'améliorer le coefficient d'amortissement de plus de 50% tout en apportant un gain de masse de 33% comparés à ceux renforcés par des fibres de verre [185]. Duc et al. [186] ont montré que les composites renforcés par des fibres de lin possèdent un facteur de perte plus élevés que ceux renforcés par des fibres de carbone et de verre. Aussi, les résultats montrent que les matrices thermoplastiques permettent d'augmenter de plus les propriétés d'amortissement des composites suite à leurs comportements viscoélastiques qui n'existent pas chez les polymères thermodurcissables. La microstructure de la fibre de lin peut expliquer ses propriétés d'amortissement supérieures [187]. En fait, les fibres végétales sont composées par multicouche de microfibrilles d'hémicellulose et de cellulose qui peuvent intrinsèquement dissiper de l'énergie par amortissement visqueux et par frottement.

Les structures auxétiques aussi ont montré des bonnes propriétés vibratoires. Yang et al. [112] ont étudié le comportement vibratoire d'une structure sandwich à âme en treillis pyramidal. La structure est formée par des fibres en carbone avec des couches viscoélastiques. Les résultats obtenus montrent que les propriétés d'amortissement augmentent avec l'insertion des couches viscoélastiques sans modification de ses fréquences naturelles. Les propriétés d'amortissement des structures auxétiques en nid d'abeilles ré-entrantes ont été largement étudiées [113, 114, 116]. Il a été observé que les nids d'abeilles auxétiques avec des parois inclinées peu profondes et des parois verticales courtes sollicitées dans la direction X présente un bon compromis entre la rigidité et l'amortissement (Le module d'Young supérieur à 10 GPa est réalisable en combinaison avec un facteur de perte de 5%). Une analyse paramétrique a également montré que les propriétés dynamiques sont significativement sensibles au gradient d'angle de la structure hexagonale en nid d'abeilles [115].

La structure auxétique testée dans notre étude est une forme de nid d'abeilles ré-entrantes. Deux types de configurations auxétiques ont été testées. La Figure 5.1 présente les configuration-W et configuration-L testées. Chaque configuration présente une liaison particulière entre les cellules élémentaires qui va absolument affecter la réponse de la structure suite au sollicitation vibratoire.

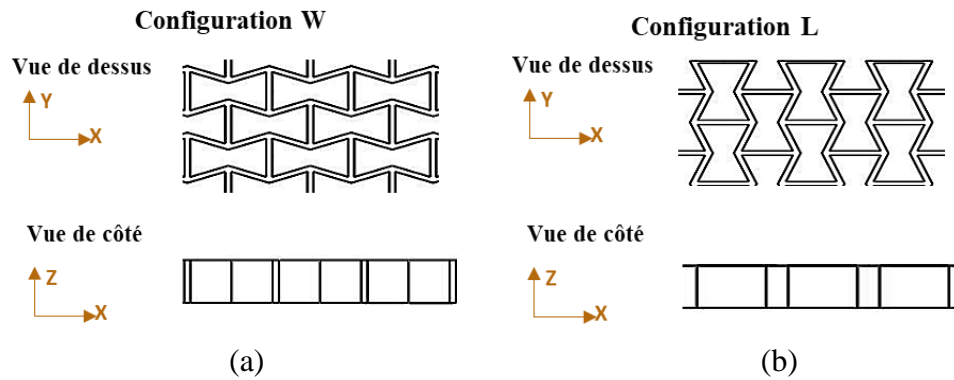


Figure 5.1 Vue de dessus et de côté de : (a) la configuration W, (b) la configuration L.

5.1.2 Différentes méthodes d'analyse modale

L'analyse modale des poutres s'effectue généralement en déterminant la réponse d'une extrémité libre suite à une excitation. Le comportement vibratoire peut être forcé, en imposant une certaine fréquence fixe à l'aide d'un pot vibrant sur lequel la poutre est fixée, ou bien libre en imposant une simple excitation d'une extrémité à l'aide d'un marteau d'impact. Par la suite, la réponse de la structure peut être mesurée à l'aide d'un vibromètre laser mono point. Les propriétés modales de la poutre sont ensuite mesurées au moyen de la réponse temporelle ou par la fonction de réponse en fréquence (FRF) obtenue.

Il existe différentes représentations de la FRF telles que le diagramme de Bode et de Nyquist. Le diagramme de Bode consiste à tracer l'évolution de l'amplitude et la phase des mesures en fonction de la fréquence. Les modes de résonance dans cette représentation sont déterminés à partir des pics observés sur le diagramme amplitude-fréquence correspondant à une phase de $\pi/2$. Le diagramme de Nyquist consiste à tracer l'évolution de la partie imaginaire en fonction de la partie réelle. La FRF prend l'allure d'un cercle au voisinage des résonances. La Figure 5.2 montre les deux types de représentation.

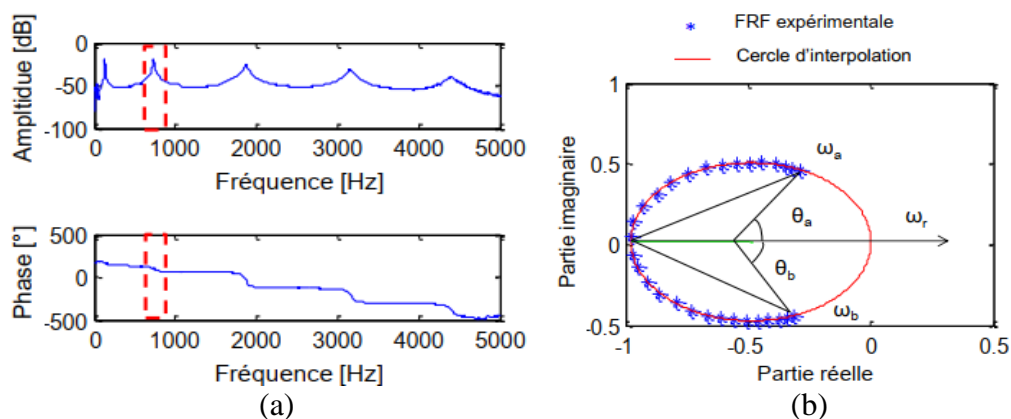


Figure 5.2 Exemple de FRF d'une poutre sandwich. a) Diagramme et Bode et b) représentation du mode 2 dans le plan de Nyquist [2].

Différentes méthodes peuvent être utilisées pour mesurer les propriétés modales en utilisant la FRF. Les méthodes couramment utilisées sont la méthode de "Circle Fitting" et la méthode de "la bande passante". La Figure 5.3 illustre ces deux méthodes de mesure. La méthode de "Circle Fitting" [188] consiste à projeter la FRF dans le plan de Nyquist. Dans ce cas chaque mode est considéré séparément. Ensuite, il faut trouver les caractéristiques du cercle qui interpole au mieux la FRF expérimentale. La deuxième méthode, celle de "la bande passante" [188], consiste à isoler chaque pic de résonance de la FRF et le traiter en utilisant la méthode à (-3 dB). Cette méthode est utilisée pour traiter les résultats et elle est détaillée dans la section suivante.

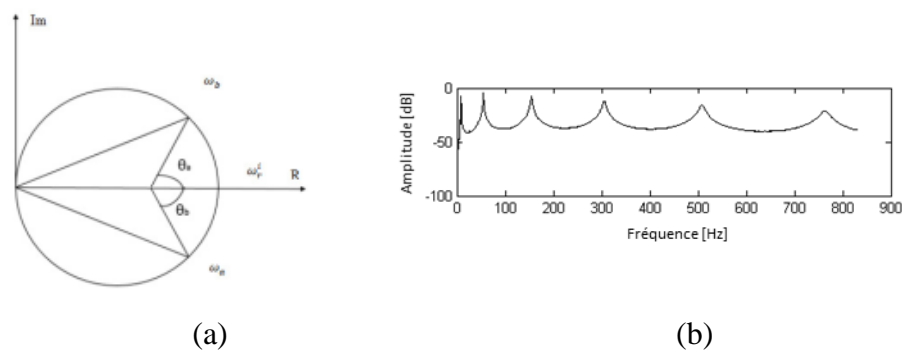


Figure 5.3 (a) Paramètres du cercle d'interpolation pour la méthode de Circle-Fitting, (b) Illustration de la méthode de la bande passante [2].

5.1.3 Mesure de l'amortissement par la méthode de la bande passante à -3 dB

La méthode de la bande passante à -3dB [188] est couramment utilisée pour le calcul de l'amortissement d'une structure. C'est une méthode très simple et facile à appliquer. Elle consiste à analyser la réponse en fréquence (FRF) déterminée expérimentalement pour obtenir les fréquences propres. Chaque pic de résonance est isolé et traité séparément. Une bande passante à -3 dB est définie par rapport à la valeur maximale de l'amplitude de chaque pic. La largeur de cette bande donne les deux fréquences d'intersection f_1 et f_2 , comme illustré dans la Figure 5.4. Ainsi, le facteur de perte η_n (ou encore le coefficient d'amortissement modal ξ_n) du $n^{\text{ième}}$ mode peut être calculé par l'équation (5.1) :

$$\eta_n = 2\xi_n = \frac{\Delta f_n}{f_n} = \frac{f_2 - f_1}{f_n} \quad (5.1)$$

Le module d'Young E des peaux composites pour chaque mode de flexion est calculé par l'équation (5.2) [39, 189]:

$$E = \frac{12\rho l^4 f_n^2}{e^2 C_n^2} \quad (5.2)$$

Avec ρ la densité du matériau, l la longueur libre de la poutre, f_n la fréquence de résonance du $n^{\text{ième}}$ mode de flexion, e l'épaisseur de la poutre dans la direction de vibration et C_n un coefficient pour le $n^{\text{ième}}$ mode de vibration en configuration encasté-libre, avec $C_1 = 0,55959$, $C_2 = 3,5069$, $C_3 = 9,8194$ et $C_n = (\pi / 2) (n-0,5)^2$ pour $n > 3$ [6, 39, 48, 190].

De plus, la rigidité équivalente du sandwich pour chaque mode de flexion peut être calculée par l'équation (5.3) [191]:

$$(EI)_{eq} = \left(\frac{m}{L}\right) (2\pi f_n)^2 \left(\frac{l^2}{(\beta_n l)^2}\right)^2 \quad (5.3)$$

Avec m la masse du sandwich, L la longueur totale, f_n la fréquence de résonance du $n^{\text{ième}}$ mode de flexion, l la longueur libre et $(\beta_n l)$ un coefficient pour le $n^{\text{ième}}$ mode de vibration en configuration encasté-libre: $\beta_1 l = 1,8751$, $\beta_2 l = 4,66940$, $\beta_3 l = 7,8547$, $\beta_4 l = 10,9955$, $\beta_5 l = 14,1371$ et $\beta_n l = (\pi / 2) (2n-1)$ pour $n > 5$ [192].

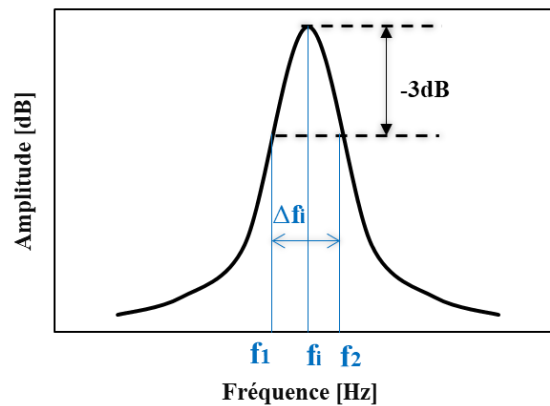


Figure 5.4 Méthode de la bande passante à (-3 dB).

5.1.4 Protocole expérimental

L'excitation par impact est la méthode la plus simple à appliquer pour déterminer les caractéristiques dynamiques des matériaux. Les comportements vibratoires des peaux et des âmes ont été déterminés pour se rendre compte de leur influence sur l'amortissement de la structure sandwich.

Les quatre configurations ont été considérées pour étudier l'influence de la densité de l'âme sur l'amortissement des sandwichs. La configuration-L et la configuration-W ont été testées

afin d'étudier l'influence de l'orientation des cellules auxétiques sur le comportement dynamique des sandwichs. Par la suite, trois différentes épaisseurs d'âmes (5 mm, 10 mm et 15 mm) ont été analysées afin d'étudier l'influence de l'épaisseur de l'âme sur la réponse des sandwichs. La Figure 5.5 présente le dispositif expérimental utilisé. Les éprouvettes sont supportées horizontalement. Une des extrémités est fixée et l'autre est libre, ce qui décrit la configuration encastré-libre. Afin de ne pas endommager l'âme auxétique lors du serrage, un bloc de 40 mm de longueur a été imprimé avec les éprouvettes et c'est sur lequel le serrage est effectué. Différentes longueurs, 230 mm, 200 mm et 170 mm, ont été adoptés pour cette étude. Cela va faire varier les valeurs des fréquences de résonance de chaque configuration. La largeur des éprouvettes est de 25 mm. Un marteau d'impact (PCB084A14) est utilisé afin d'exciter les éprouvettes. Il est utilisé à proximité de l'extrémité fixe pour que la bande de fréquence soit plus large. La réponse des éprouvettes est détectée près de l'extrémité libre au moyen d'un vibromètre laser (OFV 303 Sensor Head). Les signaux enregistrés à partir de l'excitation et de la réponse des éprouvettes sont numérisés et enregistrés au moyen d'un boîtier d'acquisition. Le traitement des signaux est ensuite effectué en utilisant le logiciel NVGate.

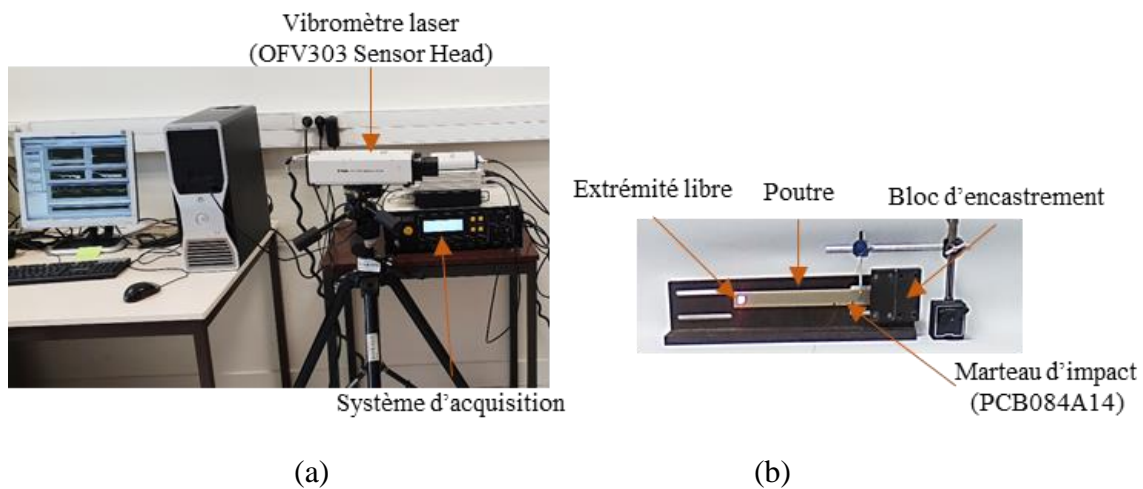


Figure 5.5 a) dispositif expérimental d'analyse modale, b) éprouvette encastré-libre

5.2 Etude expérimentale du comportement vibratoire des constituants

Les comportements vibratoires des peaux et des âmes auxétiques sont étudiés. L'épaisseur de la structure auxétique est de 5 mm et l'épaisseur de l'éprouvette qui présente la peau est de 2 mm. Des essais de vibration en configuration encastrée-libre sont élaborés sur différentes configurations d'éprouvettes. Ainsi, les fréquences propres des modes de flexion sont mesurées et les amortissements modaux sont calculés.

5.2.1 Comportement vibratoire des peaux

Le comportement dynamique des peaux est étudié. Les résultats obtenus sont présentés sur la Figure 5.6. L'évolution du facteur de perte en fonction la fréquence est présentée. Les résultats montrent que le facteur d'amortissement augmente avec la fréquence. En fait, l'augmentation moyenne est d'environ 50%. Le facteur de perte est initialement faible (1,4%), ensuite il augmente rapidement dans la plage de fréquences de 0 Hz à 2 000 Hz. À partir de cette fréquence, le facteur de perte augmente progressivement pour atteindre une valeur quasi asymptotique d'environ 2,8%. D'autre part, l'évolution du module d'Young en fonction de la fréquence est examinée. La rigidité augmente légèrement en fonction de la fréquence (l'augmentation moyenne est d'environ 13%). En effet, la rigidité mesurée à basse fréquence correspond au module d'Young quasi-statique présenté en Chapitre 2. La relation entre le facteur de perte et la fréquence de vibration peut être exprimée par une équation polynomiale du second degré donnée par l'équation (5.4):

$$\eta = -8.10^{-8}f^2 + 0.0006f + 1.7296 \quad (5.4)$$

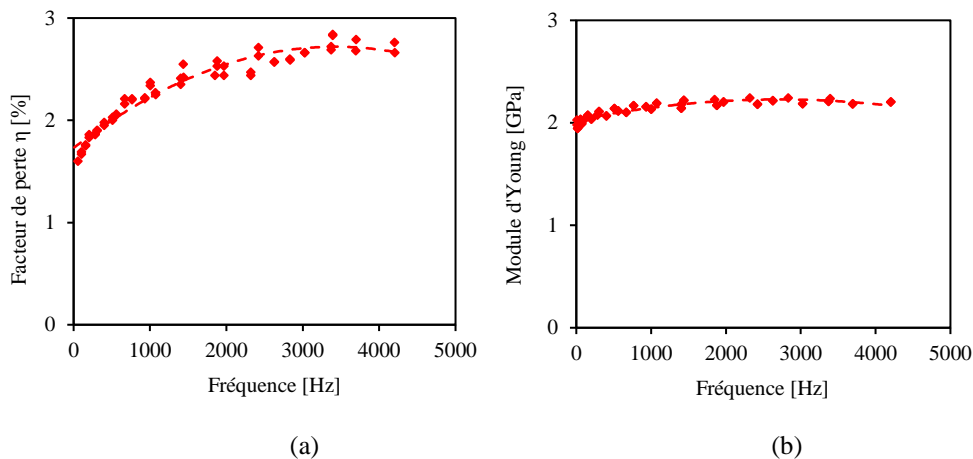


Figure 5.6 Propriétés dynamiques des peaux : a) facteurs de perte et b) modules d'Young.

5.2.2 Comportement vibratoire des âmes

5.2.2.1 Essais VBT

Il est bien connu que l'âme d'une poutre sandwich subit plus des efforts de cisaillement que des efforts de traction/compression quand elle est soumise à des déformations de flexion. Dans ce cas, une étude du comportement en cisaillement des structures auxétiques est nécessaire. Des essais vibratoires d'une poutre sandwich composée de l'âme auxétique et de deux peaux métalliques sont élaborés. C'est une méthode connue sous le nom de la méthode VBT dans la

norme ASTM E-756 [190]. L'assemblage de l'âme avec les peaux métalliques est établi au moyen d'une colle structurale (ISOBOND) d'une épaisseur de 0,1 mm pour minimiser son influence sur la réponse globale de la poutre sandwich. Les essais de vibrations sont effectués sur les peaux métalliques ainsi que les sandwichs. La détermination des fréquences propres et le calcul des facteurs d'amortissements servent à calculer l'amortissement en cisaillement de l'âme η_{xz} ainsi que son module de cisaillement G_{xz} par les équations (5.5) et (5.6):

$$\eta_{xz} = \frac{A\eta_s}{H} \quad (5.5)$$

$$G_{xz} = H \left(\frac{2\pi E C_n e_p e_a}{l^2 ((1 - 2A + 2B)^2 + 4(A\eta_s)^2)} \right) \quad (5.6)$$

Les paramètres A, B, H et D sont donnés respectivement par les équations (5.7), (5.8), (5.9) et (5.10):

$$A = \left(\frac{f_s}{f_p} \right)^2 \left(\frac{B}{2} \right) \left(2 + \frac{D e_a}{e_p} \right) \quad (5.7)$$

$$B = \frac{1}{6 \left(1 + \frac{e_a}{e_p} \right)^2} \quad (5.8)$$

$$H = A - B - 2(A - B)^2 - 2(A\eta_s)^2 \quad (5.9)$$

$$D = \frac{\rho_a}{\rho_p} \quad (5.10)$$

Où ρ_a , e_a et ρ_p , e_p sont les masses volumiques et les épaisseurs de l'âme et des peaux, respectivement. f_s et f_p sont les fréquences de résonance des sandwichs et des peaux, respectivement. η_s est le facteur de perte de la poutre sandwich. E est le module d'Young des peaux. l est la longueur totale de la poutre. C_n est un coefficient pour le n^{ième}.

Ainsi, les propriétés dynamiques en cisaillement des âmes auxétiques sont mesurées. La configuration-W de l'âme est choisie pour être présentée avec une densité de 8.3% et une épaisseur de 5 mm. L'évolution du facteur de perte ainsi que le module de cisaillement en fonction de la fréquence sont présentées dans la Figure 5.7. On remarque que l'amortissement et le module de cisaillement croient en fonction de la fréquence. Le module de cisaillement en basse fréquence est d'environ 40 MPa puis il augmente en fonction de la fréquence jusqu'à une valeur de 120 MPa pour une fréquence de 3 400 Hz. Le facteur de perte est initialement proche de 4%, puis il augmente rapidement en fonction de la fréquence.

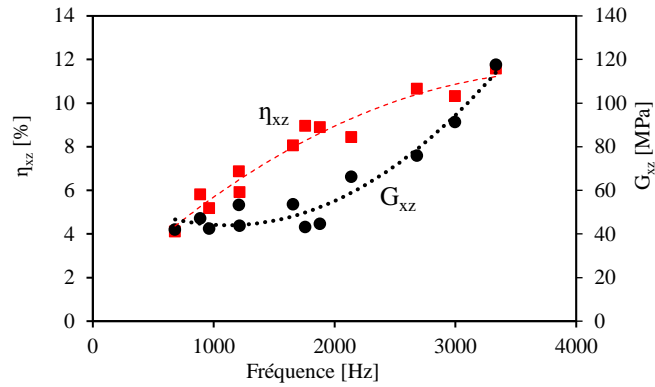


Figure 5.7 Propriétés dynamiques de l'âme auxétique en cisaillement

5.2.2.2 Influence du nombre de cellule d'âme

Le comportement vibratoire des âmes auxétiques est étudié. L'évolution du facteur de perte en fonction de la fréquence pour les quatre configurations de la forme auxétique : 1, 2, 3 et 4 cellules en largeur est étudiée et illustrée dans la Figure 5.8. Les résultats montrent que le facteur d'amortissement augmente en fonction de la fréquence. À basse fréquence, les valeurs d'amortissement sont en bon accord pour les différentes densités. Il est compris entre 1,7% et 2,2% pour des valeurs de fréquences allant de 0 Hz à 500 Hz. Au bout de cette valeur de fréquence, le facteur de perte diverge progressivement et l'effet de la densité devient clairement observable.

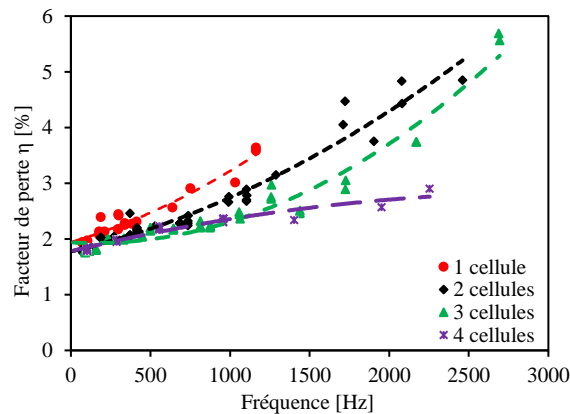


Figure 5.8 Influence de la densité de l'âme sur l'amortissement.

Pour bien clarifier l'effet de la densité sur l'amortissement de la structure auxétique, une présentation de l'amortissement en fonction de la densité semble nécessaire. La Figure 5.9 présente les résultats expérimentaux du facteur de perte pour différentes densités de la structure auxétique en configuration L et pour une fréquence de 1000 Hz. Le facteur de perte diminue

avec l'augmentation de la densité de la structure auxétique. En effet, l'augmentation de la densité améliore la rigidité de la structure et réduit donc les propriétés d'amortissement. Lorsque la densité relative de la structure auxétique augmente de 8,3% à 33,5%, le facteur de perte diminue d'environ 30%. La variation du facteur de perte en fonction de la densité relative peut être exprimée par l'équation (5.11) :

$$\eta = 0.0004 \left(\frac{\rho}{\rho_s} \right)^2 - 0.0522 \left(\frac{\rho}{\rho_s} \right) + 3.7894 \quad (5.11)$$

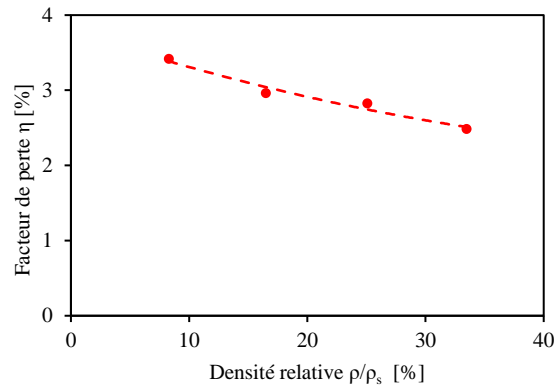


Figure 5.9 Variation de l'amortissement en fonction de la densité de la structure auxétique.

5.2.2.3 Influence de la configuration

L'influence de la configuration sur l'amortissement des structures auxétiques est mesurée. Deux configurations, appelées configuration-L et configuration-W, sont étudiées. La densité relative de la structure auxétique est fixée à 25,1%. Les résultats obtenus sont présentés en Figure 5.10 qui donne l'évolution du facteur de perte en fonction de la fréquence pour ces deux configurations. Pour une plage de fréquences de 0 Hz à 1 500 Hz, la configuration-L présente un facteur de perte supérieur à celui de la configuration-W. À partir de cette fréquence, l'amortissement de la configuration-W présente une augmentation allant jusqu'à 5,5% à 2800 Hz, tandis que celle de la configuration-L augmente progressivement jusqu'à 3,5%. Ce résultat peut être expliqué en comparant la connexion entre les cellules unitaires de la forme auxétique pour les deux configurations. En fait, il est clairement observé que la connexion entre les cellules unitaires pour la configuration-W est établie par la paroi cellulaire verticale. Donc, les cellules unitaires sont bien réunies dans cette configuration. D'autre part, les cellules unitaires de la configuration-L sont séparées les unes des autres. La connexion entre eux est établies par une paroi libre dans la direction X, qui correspond à la direction de vibration. Par conséquent,

la connexion entre les cellules unitaires de la configuration-W est plus rigide, ce qui conduit à une structure plus rigide.

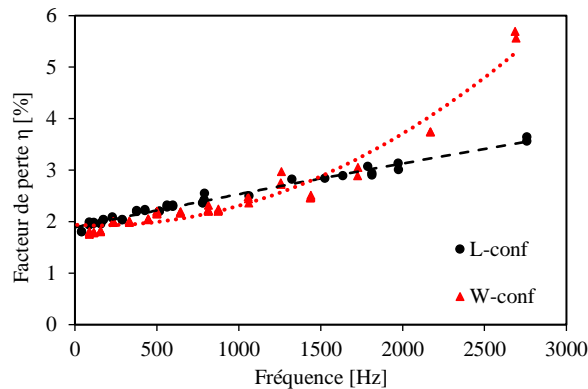


Figure 5.10 Variation de l'amortissement des configurations L et W de la structure auxétique.

5.3 Etude expérimentale du comportement dynamique des sandwichs

Le comportement vibratoire des poutres sandwichs à âme auxétique est étudié. Deux types de configurations, quatre densités et 3 épaisseurs d'âmes sont utilisés. L'influence de ces paramètres sur la réponse globale de la structure, plus précisément sur ses propriétés dynamiques est examinée.

5.3.1 Influence des peaux sur le comportement des formes auxétique

Dans un premier temps, l'influence des peaux sur l'amortissement des structures auxétiques est étudiée. La densité relative de l'âme est fixée à 33.5%. La configuration-W de l'âme est choisie à être étudiée. L'épaisseur de l'âme est de 5 mm. Les résultats sont présentés dans la Figure 5.11. Les résultats montrent que les propriétés d'amortissement du sandwich sont supérieures d'environ 2% à celles des peaux et inférieure d'environ 5% à celles de la structure auxétique à 3000 Hz. On peut en conclure que l'ajout des peaux entraîne une diminution des propriétés d'amortissement de la structure auxétique. Cependant, la déformation par cisaillement de l'âme auxétique lors de la vibration de la poutre sandwich augmente la dissipation d'énergie, ce qui améliore les propriétés dynamiques de l'ensemble du composite sandwich. En effet, les peaux augmentent la rigidité de la poutre auxétique, ce qui entraîne une diminution des propriétés d'amortissement de la structure.

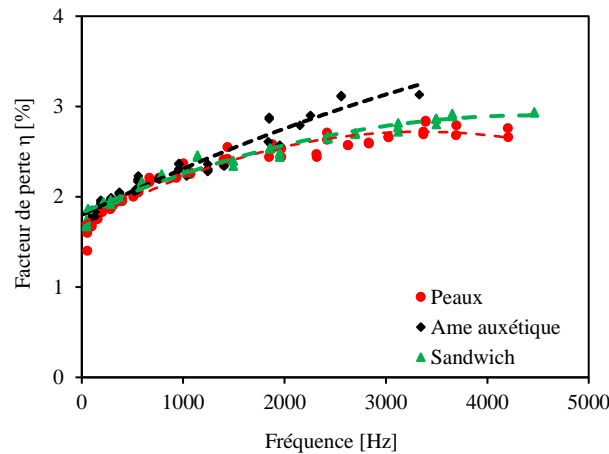


Figure 5.11 Variation de l'amortissement du sandwich et de ses constituants.

5.3.2 Influence de la configuration de l'âme

L'influence de la configuration de l'âme (configuration-L et configuration-W) sur les propriétés dynamiques des poutres sandwichs est testée. La densité relative de l'âme auxétique est fixée à 16,7% et l'épaisseur de l'âme est fixée à 5 mm. Les résultats sont présentés dans la Figure 5.12. Il est clairement observé que l'amortissement des sandwichs ne dépend pas beaucoup de la configuration de l'âme. En fait, le facteur de perte du sandwich avec l'âme dans la configuration-L est supérieur de 6% à celui de la configuration-W. D'autre part, l'effet de la configuration sur la rigidité équivalente est mesuré. Les résultats montrent que les sandwichs avec une âme dans la configuration-W sont plus rigides que celles dans la configuration-L. La rigidité équivalente des sandwichs diminue en fonction de la fréquence. Elle diminue de 65% et 34,5% pour les sandwichs à âme auxétique en configuration-L et en configuration-W, respectivement, dans la plage de fréquences de 0 Hz à 4 000 Hz.

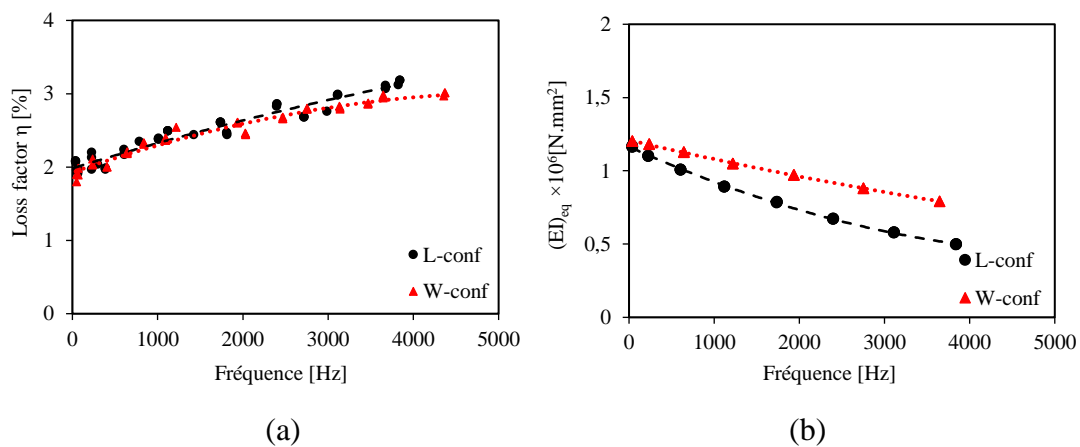


Figure 5.12 Propriétés dynamiques des sandwichs : a) facteur de perte, b) rigidité équivalente.

5.3.3 Influence du nombre de cellule d'âme

La Figure 5.13 présente les propriétés dynamiques des poutres sandwichs. L'évolution du facteur de perte en fonction des fréquences pour les quatre densités d'âmes en configuration-W et avec une épaisseur de 5 mm a été déterminée. Les résultats montrent que l'amortissement des poutres sandwichs n'est pas extrêmement dépendant de la densité de l'âme auxétique. L'amortissement augmente en fonction de la fréquence pour les différentes densités d'âmes. Au contraire, la rigidité équivalente des poutres sandwichs dépend énormément de la densité de l'âme auxétique. Elle augmente lorsque la densité de l'âme augmente. En fait, l'augmentation de la densité entraîne une augmentation de la quantité de matière imprimée et donc la croissance de la rigidité des poutres sandwichs. La rigidité équivalente décroît en fonction de la fréquence. Elle diminue dans la plage de fréquences de 0 Hz à 4000 Hz d'environ 25% pour les sandwichs avec une densité relative d'âmes de 16,7%, 25,1% et 33,5% et d'environ 60% pour une densité relative de 8,3%.

Plusieurs explications peuvent être proposées pour comprendre le comportement en amortissement et en rigidité équivalente des poutres sandwichs proposées. Une partie de l'énergie de vibration est dissipée à travers le matériau. Le renfort utilisé possède des propriétés viscoélastiques. Les fibres de lin sont constituées de différents polymères naturels à comportement viscoélastique. La géométrie de la cellule élémentaire et sa porosité ainsi que sa périodicité contribuent également à la dissipation d'énergie. En effet, la diminution de la densité de l'âme auxétique entraîne une augmentation de l'espace vide dans le sandwich et augmente ainsi sa flexibilité. Tous les mécanismes de dissipation énumérés, matériaux et géométrie de l'âme, contribuent à la réponse dynamique des sandwichs.

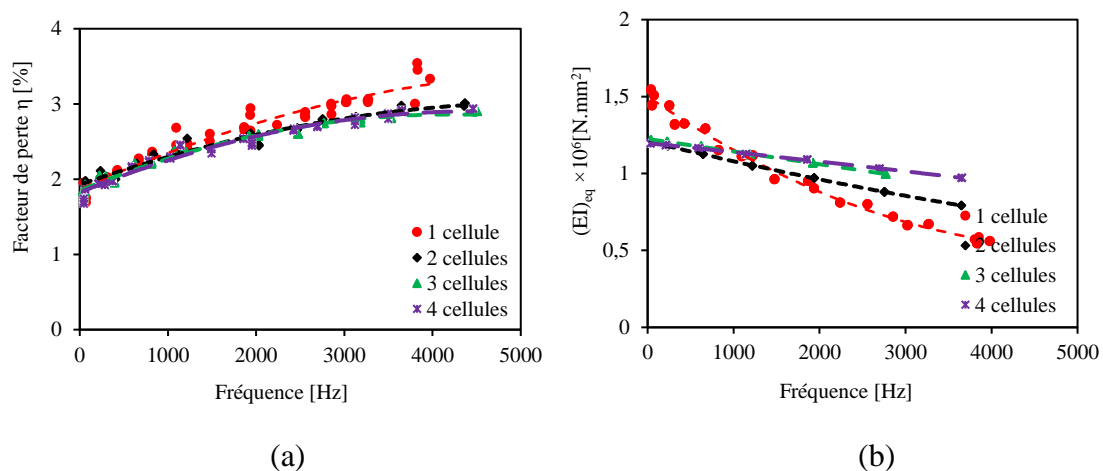


Figure 5.13 Propriétés dynamiques des sandwichs : a) facteur de perte, b) rigidité équivalente.

L'effet de la densité de l'âme sur les propriétés dynamiques est plus clair quand il est présenté en termes de la densité, comme illustré dans la Figure 5.14. Pour ce faire, la configuration-L est choisie pour les quatre densités à une fréquence de 2 000 Hz. Comme il est présenté précédemment, la densité de l'âme ne change pas beaucoup l'amortissement des poutres sandwichs par contre un grand effet est observé en termes de rigidité équivalente. Une augmentation de la densité relative de l'âme de 8,3% à 33,5% génère une augmentation de la rigidité équivalente d'environ 58%. Différentes études sont effectuées pour calculer la rigidité équivalente des structures en sandwich [100, 1] à l'aide d'essais de flexion. L'équation utilisée dans ces études combine les paramètres de la géométrie auxétique ainsi que ceux du matériau étudié. Selon les résultats de ce travail, il a été possible d'exprimer la rigidité équivalente en fonction de la densité relative de l'âme auxétique. À une fréquence de 2000 Hz, la relation qui relie la rigidité équivalente à la densité de l'âme est donnée par l'équation (5.12) :

$$(EI)_{eq} = 2.10^{-10} \left(\frac{\rho}{\rho_s} \right)^2 + 1.94.10^{-8} \left(\frac{\rho}{\rho_s} \right) + 0.3425 \quad (5.12)$$

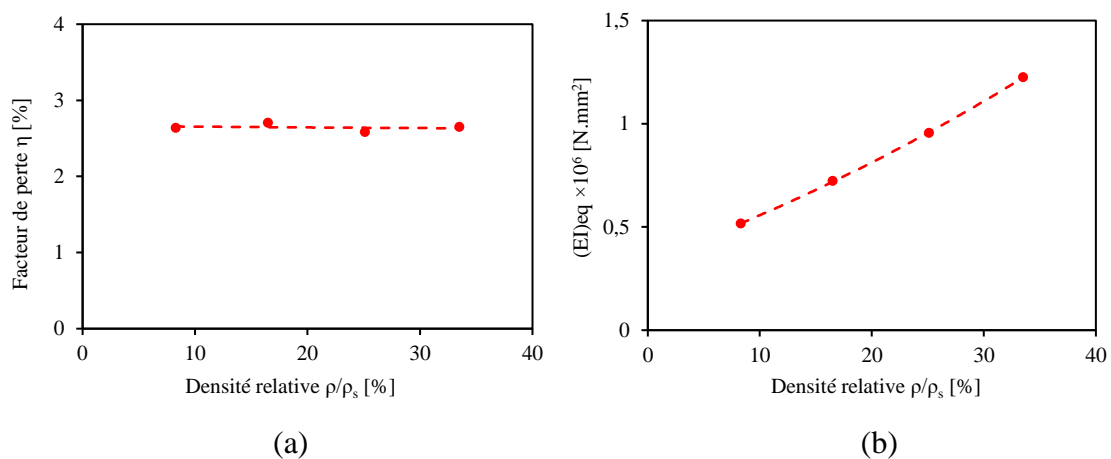


Figure 5.14 Variation des propriétés dynamiques des sandwichs en fonction de la densité : a) facteur de perte, b) rigidité équivalente.

5.3.4 Influence de l'épaisseur de l'âme

L'influence de l'épaisseur de l'âme sur le comportement vibratoire des poutres sandwichs est étudiée. Les quatre densités en configuration-L sont utilisées. Trois épaisseurs d'âmes (5 mm, 10 mm et 15 mm) sont testées. La Figure 5.15 montre l'effet de l'épaisseur sur l'amortissement et la rigidité équivalente des sandwichs à 2 000 Hz. Les résultats montrent qu'une augmentation de l'épaisseur de l'âme auxétique entraîne une augmentation du coefficient d'amortissement. En fait, augmenter l'épaisseur de l'âme améliore le facteur de perte de cisaillement. Ce dernier contribue énormément aux propriétés d'amortissement de la

structure sandwich. Il a été montré précédemment que l'ajout des peaux à l'âme auxétique entraîne une diminution de ses propriétés d'amortissement. Pour des valeurs faibles de l'épaisseur de l'âme, l'amortissement de la poutre sandwich sera dominé par les peaux, ce qui induit à des faibles propriétés d'amortissement. Lorsque l'épaisseur de l'âme auxétique augmente, son énergie dissipée augmente aussi et donc l'amortissement de l'ensemble du sandwich. De plus, l'augmentation de l'épaisseur de l'âme conduit à plus de couches imprimées dans les éprouvettes, qui incluent plus de fibres viscoélastiques et augmentent ainsi l'amortissement du sandwich. De même, l'épaisseur de l'âme a un effet très important sur la rigidité des poutres sandwichs. De 5 mm à 10 mm d'épaisseur d'âme, la rigidité équivalente augmente d'environ 72 % pour chaque densité. Il augmente d'environ 86 % pour les épaisseurs d'âme de 5 mm à 15 mm. En effet, augmenter l'épaisseur d'âme entraîne une augmentation de la résistance au cisaillement et donc de la rigidité de l'ensemble du sandwich.

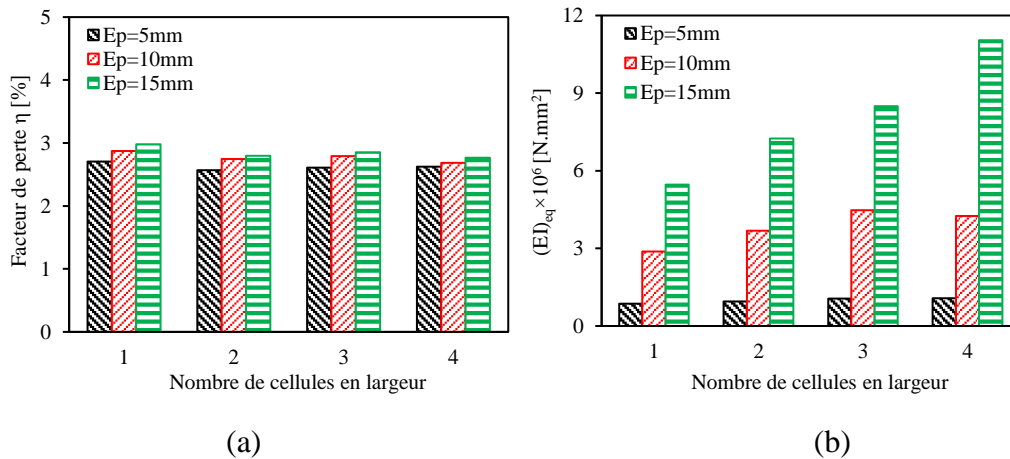


Figure 5.15 Influence de l'épaisseur de l'âme sur : a) le facteur de perte, b) la rigidité équivalente des poutres sandwichs à 2000 Hz.

5.4 Analyse par éléments finis du comportement dynamique des sandwichs

Une modélisation numérique est mise en place pour analyser le comportement dynamique des poutres sandwichs. Le calcul par éléments finis est basé sur la détermination des fréquences de résonance, des tenseurs de contrainte et de déformation pour chaque mode de flexion. Ainsi, les énergies de déformation totales et dissipées dans la structure sont calculées ce qui sert à calculer le facteur d'amortissement global du sandwich. Aussi, en utilisant cette méthode, il est possible de déterminer l'influence des constituants (peaux et âmes auxétiques) sur la réponse du sandwich.

5.4.1 Présentation du modèle éléments finis

La méthode d'analyse par éléments finis est utilisée pour calculer les fréquences propres de flexion, puis déterminer le facteur d'amortissement des poutres sandwichs. En raison de leurs géométries complexes, les structures composites ont été créées à l'aide d'un logiciel de CAO. Le modèle a ensuite été traduit en instructions compatibles avec le logiciel commercial à éléments finis MSC NASTRAN, dans lequel des simulations numériques ont été effectuées. Les sandwichs sont étudiés dans une configuration encastree-libre, comme présenté dans la Figure 5.16. Une extrémité est encastree (les 6 degrés de liberté en translation et en rotation sont bloqués) et l'autre extrémité est libre. Un modèle 3D prenant en compte la complexité de l'âme du sandwich a été utilisé. Les peaux et l'âme sont supposées avoir un comportement élastique linéaire. La loi de comportement est déterminée à partir des essais de traction dans le chapitre 2. Les éléments de maillage utilisés sont des éléments tétraédriques linéaires à 4 nœuds. La taille des éléments dépend des densités de l'âme et de la configuration utilisée. Le nombre des nœuds utilisés pour mailler le sandwich a été défini dans un intervalle allant de 13648 (pour une densité relative de 8,3%) à 21241 (pour une densité relative de 33,5%). La Figure 5.16 (b) présente le maillage du modèle. La largeur des poutres testées est de 25 mm, les longueurs sont de 170, 200 et 230 mm et l'épaisseur de l'ensemble du sandwich est de 7 mm.

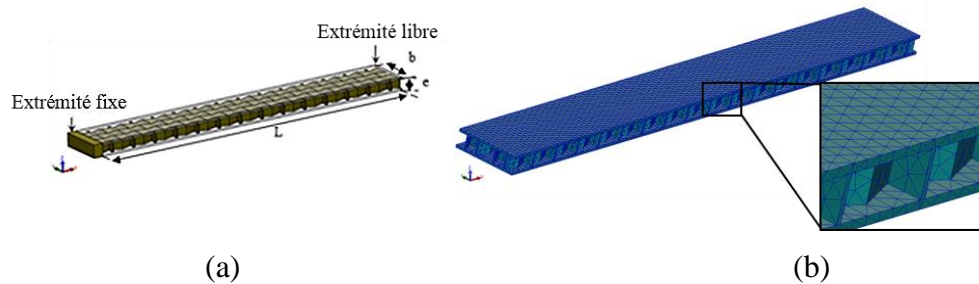


Figure 5.16 (a) Illustration schématique de la structure sandwich avec les conditions aux limites et (b) sandwich maillé.

5.4.2 Détermination des fréquences propres

En utilisant le solveur 103 AEMS/Lanczos du logiciel MSC Nastran [193], les fréquences de résonance des poutres sandwich sont calculées. Les poutres sont en configuration encastree-libre, comme illustré dans la Figure 5.16. Les fréquences propres sont alors déterminées en résolvant le problème aux valeurs propres réelles exprimé par l'équation (5.13) :

$$([K] - \omega_0^2[M])\{q\} = 0 \quad (5.13)$$

Avec $[K]$ la matrice de rigidité statique spécifiée pour les propriétés du matériau décrites précédemment, $[M]$ la matrice de masse et q les variables nodales. La Figure 5.17 illustre les déformées modales obtenues par l'analyse par éléments finis pour les quatre premiers modes de flexion des poutres sandwichs. Ainsi, les fréquences de résonance de chaque mode peuvent être identifiées.

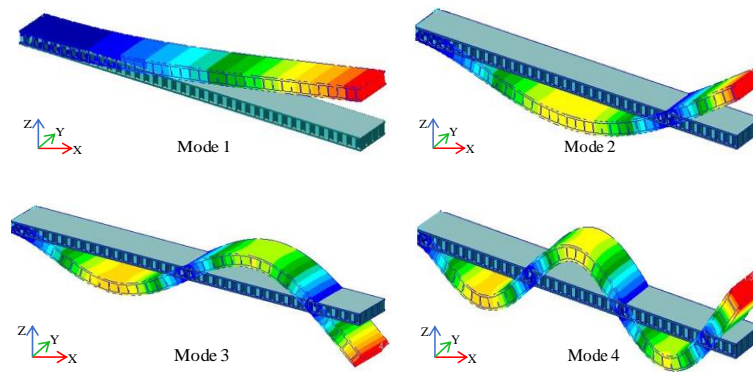


Figure 5.17 Déformées modales des 4 premiers modes de flexion

Les résultats numériques et expérimentaux des sandwichs obtenus pour les trois premières fréquences propres en fonction des densités de l'âme sont présentés dans la Figure 5.18. Un bon accord est observé entre les valeurs expérimentales et numériques. Il est clairement visible que pour chaque mode, les fréquences diminuent légèrement lorsque les densités des âmes augmentent. Cela n'était pas prévu car les sandwichs qui possèdent une densité d'âme plus élevée sont plus rigides et plus résistants. Ainsi, les fréquences propres devraient augmenter.

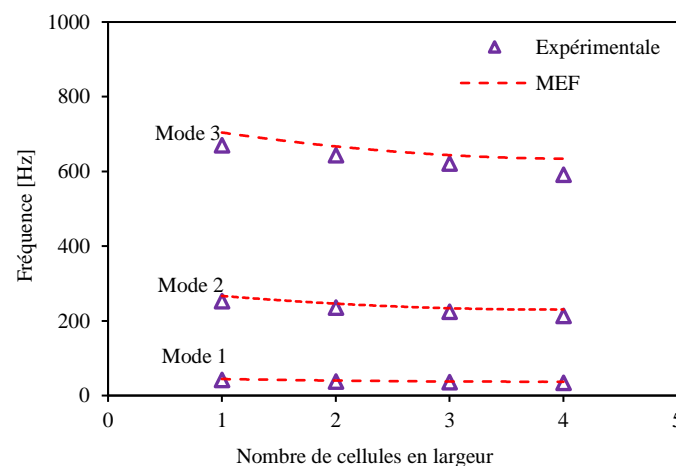


Figure 5.18 Comparaison des résultats expérimentaux et numériques des fréquences propres en fonction du nombre de cellules.

5.4.3 Calcul des énergies élastiques

Une fois les fréquences propres de flexion sont déterminées, chaque mode de vibration est traité séparément. Les valeurs des contraintes et des déformations d'un élément e dans les directions x , y et z sont calculées. Les tenseurs des contraintes et des déformations sont déterminés et analysés pour calculer l'énergie élastique des sandwichs (s) et de ses composants (peau p et âme a). L'énergie élastique totale d'un élément fini e est calculée dans les directions x , y et z par l'équation (5.14) :

$$U^e = U_{xx}^e + U_{yy}^e + U_{zz}^e + U_{xy}^e + U_{yz}^e + U_{zx}^e \quad (5.14)$$

La formule qui sert à calculer les énergie U_{ij}^e est donnée par l'équation (5.15) :

$$U_{ij}^e = \frac{1}{2} \iiint \sigma_{ij} \sigma \varepsilon_{ij} dx dy dz \quad (5.15)$$

Où : $ij = xx, yy, zz, xy, yz, zx$

Ensuite, l'énergie élastique totale est évaluée dans toutes les directions en faisant la somme des énergies de tous les éléments e (équation (5.16)) :

$$U_{ij} = \sum_{elements, e} U_{ij}^e \quad (5.16)$$

Ainsi, les énergies élastiques totales dans les peaux U^p , dans les âmes U^a et dans les sandwichs sont exprimées respectivement par les équations (5.17), (5.18) et (5.19):

$$U_{ij}^p = \sum_{elements, e} (U_{ij}^e)^p \quad (5.17)$$

$$U_{ij}^a = \sum_{elements, e} (U_{ij}^e)^a \quad (5.18)$$

$$U_{ij}^s = U_{ij}^p + U_{ij}^a \quad (5.19)$$

Pour simplifier le calcul de l'amortissement numérique, il est nécessaire de déterminer les directions qui supportent la majorité de l'énergie élastique. La Figure 5.19 représente l'évolution de la fraction de l'énergie élastique par l'énergie élastique totale stockée dans la structure sandwich en fonction de la fréquence pour différentes directions. La configuration testée ici est celle avec une densité relative d'âme de 8,3% dans la configuration-L. Les résultats sont obtenus en utilisant le modèle numérique décrit précédemment. On peut clairement constater que l'énergie dans les directions xx et zx représente la majeure partie de l'énergie élastique du sandwich par rapport à celle des autres directions.

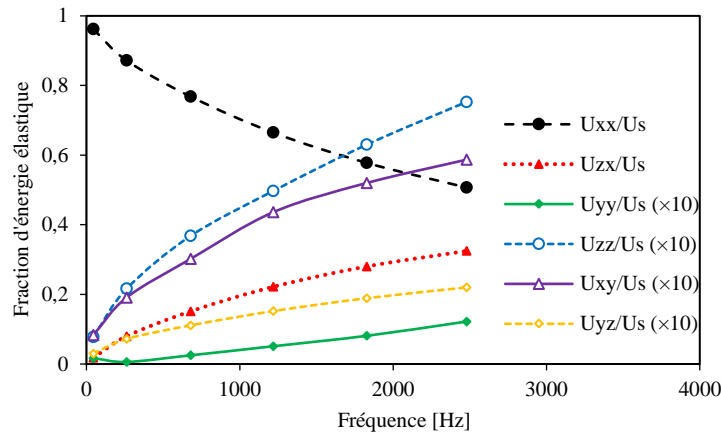


Figure 5.19 Fraction de l'énergie élastique dans les différentes directions.

5.4.4 Détermination des amortissements modaux

Selon les résultats présentés par la Figure 5.19, il serait possible de ne considérer que l'énergie longitudinale et l'énergie de cisaillement transverse stockée dans les peaux, les âmes auxétiques et les poutres sandwichs. En effet, l'amortissement longitudinal et transversales sont calculées à partir des vibrations expérimentales et de la technique de faisceau de vibration (VBT) ASTM E756-98 respectivement. En utilisant ces résultats avec ceux déduits de l'analyse par éléments finis, le facteur de perte numérique peut être calculé. Dans ce cas, l'énergie élastique totale d'un élément fini "e" s'exprimerait par l'équation (5.20):

$$U^e = U_{xx}^e + U_{xz}^e \quad (5.20)$$

Et l'énergie totale U accumulée dans la structure sandwich et ses composants est calculée par l'équation (5.21):

$$U = U_{xx} + U_{xz} \quad (5.21)$$

Ensuite, l'énergie dissipée est calculée à partir des énergies élastiques des éléments ainsi que les facteurs de perte longitudinaux et transversaux par l'équation (5.22) :

$$\Delta U_d^e = \Psi_{xx} U_{xx}^e + \Psi_{xz} U_{xz}^e \quad (5.22)$$

L'énergie totale dissipée ΔU_d dans la structure est ainsi calculée par l'équation (5.23) :

$$\Delta U_d = \sum_{elements, e} \Delta U_d^e \quad (5.23)$$

La quantité d'énergie dissipée par la structure sandwich est la somme de l'énergie dissipée dans les peaux et dans l'âme (équation (5.24)) :

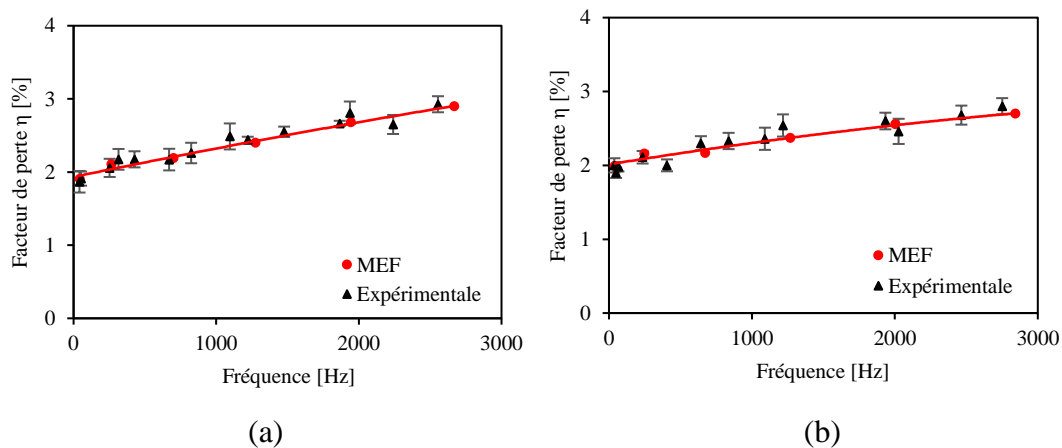
$$\Delta U_d^s = \Delta U_d^p + \Delta U_d^a \quad (5.24)$$

Enfin, le facteur de perte global, pour chaque mode de flexion, peut être calculé en divisant l'énergie totale dissipée ΔU_d par l'énergie de déformation totale U (équation (5.25)) :

$$\Psi_i = \frac{\Delta U_d}{U} = 2\pi\eta_i \quad (5.25)$$

5.4.5 Résultats numériques et validation par les données expérimentales

Les résultats numériques sont validés par ceux expérimentaux. Ainsi, l'évolution du facteur de perte en fonction de la fréquence pour les quatre densités en configuration-L est présentée dans la Figure 5.20. Une bonne corrélation est constatée entre les résultats expérimentaux et numériques. Cependant, il existe une certaine différence entre les fréquences propres ainsi que l'amortissement expérimental et numérique. Cette différence peut s'expliquer par une imprécision au niveau de la méthode de fabrication, de calcul numérique ainsi que de la méthode de calcul adopté. En effet, les éprouvettes sont fabriquées à l'aide de la technique d'impression 3D qui peut produire une certaine variabilité dans la structure sandwich. De plus, les conditions de serrage dans les essais de vibration affectent les fréquences propres mesurées et les coefficients d'amortissement de chaque structure sandwich. Aussi, la méthode VBT utilisée pour mesurer l'amortissement transversal de l'âme peut aussi être à l'origine de ces écarts puisqu'elle suppose que l'amortissement des peaux métalliques est négligeable. Par ailleurs, l'analyse par éléments finis considère le matériau comme quasi homogène, ce qui n'est pas vraiment le cas. En conséquence, les résultats expérimentaux et numériques ne sont pas exactement identiques.



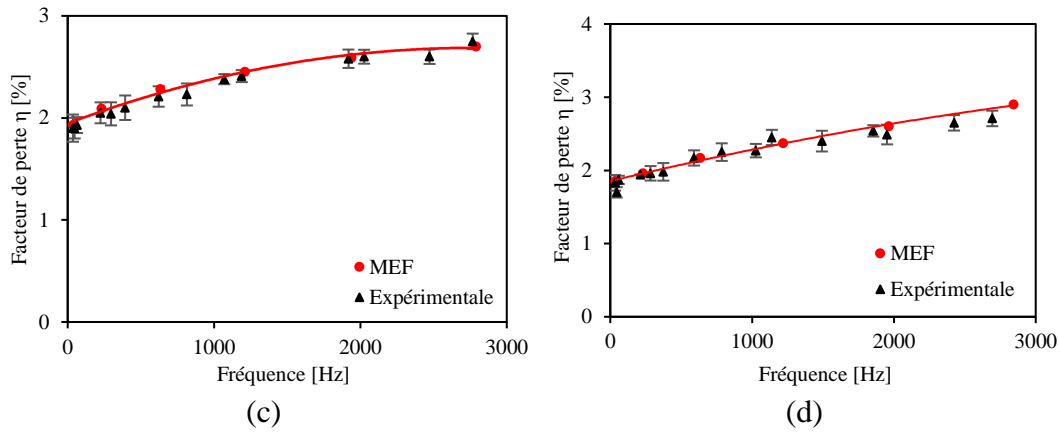


Figure 5.20 Comparaison des facteurs de perte expérimentaux et numériques pour des sandwichs avec différentes nombre de cellules d'âme en largeur : a) 1 cellule, b) 2 cellules, c) 3 cellules, d) 4 cellules.

Le modèle d'éléments finis présenté permet de calculer les quantités d'énergies dissipées par les différents constituants du sandwich (peaux et âme auxétique). Ainsi, la fraction d'énergie dissipée par les peaux et l'âme auxétique pour les différentes densités d'âme dans la configuration-L est présenté dans la Figure 5.21. Les résultats pour les deux configurations L et W pour une densité relative d'âme de 16.7% sont illustrés dans la Figure 5.22. Pour chaque configuration des sandwichs testées, il est clairement observé que l'énergie dissipée par les peaux est supérieure à celle dissipée par l'âme auxétique pour les basses fréquences. Ensuite, une augmentation de l'énergie dissipée par l'âme et une diminution de celle dissipée par les peaux en fonction de la fréquence est observée. La Figure 5.21 montre que l'énergie dissipée par l'âme augmente avec la densité. En effet, lorsque la densité augmente, l'âme devient plus rigide, plus résistant et supporte plus les efforts de cisaillement. De même, l'énergie dissipée par l'âme dans la configuration-W est supérieure à celle dissipée dans la configuration-L (la configuration-W est plus rigide que la configuration-L). Pour chaque configuration, il est bien remarqué que les peaux et l'âme dissipent une quantité d'énergie égale pour une certaine fréquence. Lorsque la densité de l'âme diminue, le point d'intersection des courbes se décale vers les hautes fréquences. En effet, pour les hautes fréquences, l'âme dissipe plus d'énergie que les peaux quelques soit la configuration utilisée. Par contre, pour les basses fréquences, lorsque la densité de l'âme est faible, les peaux dissipent la plus grande quantité de l'énergie vibratoire dans un intervalle de fréquence plus large que celui pour les faibles densités d'âmes.

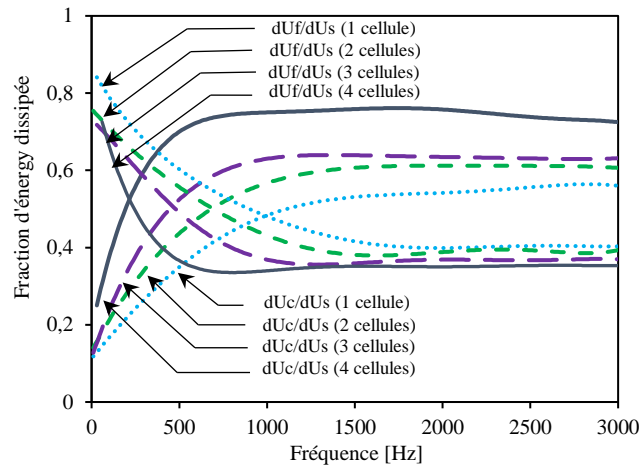


Figure 5.21 Fraction d'énergie dissipée par les peaux et l'âme dans la configuration-L avec différentes densités de l'âme.

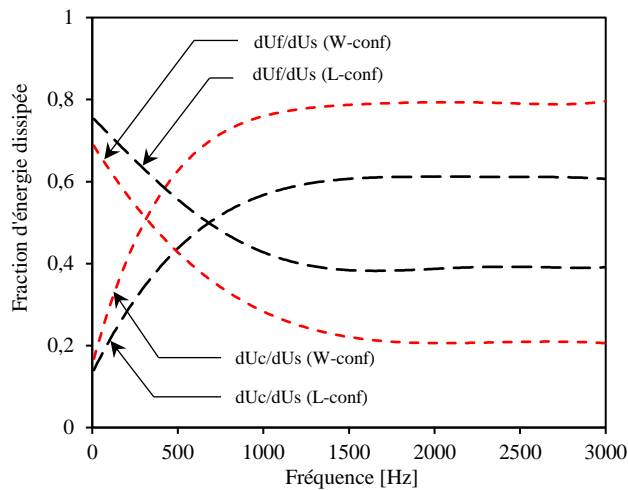


Figure 5.22 Fraction d'énergie dissipée par les peaux et l'âme pour les deux configurations L et W.

5.5 Conclusion

Ce chapitre a permis de déterminer les propriétés dynamiques en vibration des structures sandwichs totalement biosourcées en PFF à âme en nid d'abeilles ré-entrantes à partir d'une analyse expérimentale et numérique. Dans un premier temps, une étude expérimentale a été menée sur les peaux composites, sur l'âme auxétique ainsi que sur la structure complète afin d'évaluer leurs propriétés dynamiques comme les fréquences propres, les amortissements modaux, le module d'Young et la rigidité équivalente en flexion. Les résultats ont été déterminés à partir de la fonction de réponse en fréquence en configuration encastrée-libre en utilisant un marteau d'impact et un vibromètre laser. Différentes configurations de poutres sandwichs ont été utilisées afin de mettre en évidence l'effet de l'orientation de l'âme (L ou W), l'épaisseur et le nombre de cellules dans l'âme auxétique sur les fréquences de résonance

et l'amortissement global. Dans un second temps, un modèle éléments finis a été utilisé pour évaluer le comportement vibratoire des structures étudiées, en tenant compte des propriétés des matériaux constitutifs. Les fréquences de résonance des différents sandwichs ont ainsi été déterminées. Par la suite, une approche énergétique a été utilisée afin d'évaluer les facteurs de perte modaux. Une bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et par éléments finis a été obtenue.

Les résultats des propriétés dynamiques des sandwichs étudiés montrent que le comportement vibratoire dépend du nombre de cellules, de l'épaisseur et de l'orientation de l'âme. Une augmentation du nombre de cellules entraîne une diminution de facteur de perte tout en augmentant son module de flexion. De plus, le modèle numérique a permis de mesurer la contribution de chaque constituant du sandwich (peaux et âme) dans la réponse globale du matériau. Il a été trouvé que les peaux dissipent une plus grande quantité d'énergie à faibles valeurs de fréquences. Pour les fréquences les plus élevées, l'âme auxétique contribue le plus à l'amortissement global de la structure. Ainsi, dans le but d'identifier l'influence des paramètres de la forme auxétique par exemple, ce modèle peut être utilisé pour effectuer des études paramétriques.

Conclusion générale

Les éco-composites ont montré une capacité à être considérés comme une bonne alternative à certains matériaux composites synthétiques pour différentes applications industrielles. De plus, les structures auxétiques ont présenté des propriétés mécaniques et énergétique intéressantes. Dans ce contexte, ce travail de thèse a porté sur l'élaboration et la caractérisation mécanique d'un matériau sandwich totalement biosourcé à âme en nid d'abeilles ré-entrantes. Le procédé de fabrication choisi pour la mise en œuvre de cette structure est le procédé de l'impression 3D. L'étude a abouti à analyser les propriétés mécaniques du matériau à température et humidité ambiantes. Différents types de sollicitations mécaniques sont considérés : statique, cyclique et dynamique vibratoire.

Dans un premier temps, en se basant sur une étude bibliographique, une sélection du matériau ainsi qu'une structure d'âme a été établie. Une matrice en acide polylactique associée à des microfibrilles de lin sous forme de filament est choisie. Le matériau est 100 % biologique. Une structure d'âme en nid d'abeilles ré-entrante est sélectionnée. Le procédé d'impression 3D utilisé a permis de réaliser les peaux, l'âme et les sandwichs en diminuant au maximum les défauts de construction. Dans un second temps, les comportements mécaniques en statique des peaux et des différentes configurations d'âme ont été analysés. Les caractéristiques principales élastiques et ultimes sont ainsi présentées. Le matériau utilisé a montré un comportement élastoplastique en traction. Par ailleurs, l'âme en nid d'abeilles ré-entrante a révélé de bonnes performances en traction et a présenté le comportement auxétique. De plus, des bonnes performances en compression et de dissipation d'énergie sont trouvées. L'influence de la variation du nombre de cellules de l'âme auxétique sur les propriétés mécaniques a pu être établie. L'augmentation du nombre de cellules ainsi que l'augmentation de l'épaisseur améliore l'absorption d'énergie de la structure. Cette analyse a révélé de bonnes propriétés spécifiques de cette structure sandwich, ce qui permet d'envisager son utilisation pour certaines applications. Le comportement des peaux en traction a été utilisé pour alimenter les modèles numériques, notamment au deuxième, troisième et cinquième chapitre. L'évolution de la rigidité en fonction de la déformation a été expliquée par des phénomènes survenant à l'échelle

de la microstructure des fibres de lin utilisé comme renforts ainsi que de la forme des cellules élémentaires de la structure en nid d'abeilles ré-entrantes.

Par la suite, le comportement mécanique en statique des sandwichs a été analysé au moyen des essais de flexion et d'indentation. Dans un premier temps, des essais de flexion sont réalisés sur des poutres sandwichs avec différents nombres de cellules d'âmes en faisant varier les distances entre appuis. Cette partie a révélé de bonnes propriétés mécaniques spécifiques des poutres sandwichs avec le plus grand nombre de cellules auxétiques. Il a été trouvé que l'augmentation du nombre de cellules améliore la rigidité en flexion et en cisaillement ainsi que le module d'Young des peaux et le module de cisaillement de l'âme. Ensuite, le comportement des poutres sandwichs suite à des essais d'indentation est analysé. Les résultats expérimentaux obtenus ont montré que l'augmentation du nombre de cellules ainsi que l'épaisseur de l'âme améliore la dissipation d'énergie de la structure. Dans un second temps, les différents mécanismes d'endommagement ont été identifiés et évalués au moyen de la technique d'émission acoustique (EA). Une approche de classification non supervisée par la méthode des <k-moyennes> a été utilisée. Des observations microscopiques à l'aide d'un microscope électronique à balayage (MEB), ont permis d'associer des mécanismes d'endommagement à chaque événement acoustique détectés au cours de l'essai. Trois classes d'endommagements ont été observées : écrasement de l'âme, fissuration matricielle et décohésion fibre/matrice) pour les différentes configurations de sandwichs. Une différence de pourcentage de contribution de chaque classe dans l'endommagement total de chaque configuration a été observé.

De plus, les structure sandwichs ont été soumis à des essais de fatigue cyclique en flexion trois-points dans le but de discuter leur durabilité. Le comportement dynamique a été analysé dans les mêmes conditions expérimentales que pour les essais quasi-statiques. Différents niveaux de chargement en contrôlant le déplacement ont été réalisés. Les résultats expérimentaux de ces essais ont permis d'analyser les différentes propriétés en fatigue telles que la rigidité, l'énergie dissipée et le facteur d'amortissement des différentes configurations du sandwich. L'influence du nombre de cellules d'âme sur la durée de vie a été établie et il a été trouvé qu'il joue un rôle important sur la fin de vie de ces structures. Une expression simple de l'évolution de la contrainte en fonction du nombre de cycles a été considérée. Les résultats ont montré que lorsque le nombre de cellules augmente, le facteur d'amortissement augmente légèrement, alors que la durée de vie diminue. L'évolution de l'endommagement en fatigue a

été identifiée à l'aide d'un modèle analytique développé. Le modèle a permis de contrôler l'évolution de l'endommagement au cours de l'essai de fatigue.

Dans la dernière partie de ce travail, une étude du comportement vibratoire des sandwichs et de ces constituants a été réalisée. L'étude expérimentale a été établie dans le cas de flexion en vibration en configuration encastree-libre. La sollicitation est menée à l'aide d'un marteau d'impact près de la partie encastree et la réponse est détectée à l'aide d'un vibromètre laser près de la partie libre. Les valeurs des fréquences propres ont été déduites au moyen de l'analyse de la fonction de réponse en fréquence (FRF). Ainsi, les valeurs de module d'Young des peaux, de la rigidité équivalente des âmes ainsi que le facteur d'amortissement ont pu être calculés. Deux configurations L et W, quatre densités différentes (différents nombres de cellules) ainsi que trois épaisseurs d'âme ont été testés. Les résultats obtenus montrent que le facteur d'amortissement des poutres sandwichs ne varie pas beaucoup en variant le nombre de cellules ou en variant l'orientation de l'âme (configuration W et L), alors que la rigidité équivalente de la configuration W est plus importante que celle de la configuration L et elle augmente aussi avec l'augmentation du nombre de cellules. De plus, l'augmentation de l'épaisseur de l'âme améliore le facteur d'amortissement ainsi que la rigidité équivalente de la structure sandwich. D'autre part, une modélisation par éléments finis a été mise en place afin d'étudier la participation des différents constituants du sandwich (peaux et âme) dans la réponse globale. Les caractéristiques du matériau utilisé pour la modélisation sont celles trouvées par l'essai de traction expérimental des altères imprimés. Une bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et numériques a été révélée. Le modèle a permis de montrer que les peaux dissipent la plus grande quantité d'énergie à basse fréquence. L'âme dissipe un maximum d'énergie pour les fréquences les plus élevées. Ces analyses montrent que la structure sandwich totalement biosourcée à âme auxétique possède, en plus de ses propriétés mécaniques intéressantes, des capacités intrinsèques à dissiper l'énergie vibratoire.

Ce travail a donc permis de proposer un composite sandwich qui adopte bien aux exigences environnementales avec des caractéristiques d'âme intéressantes. Le matériau étudié possède des propriétés mécaniques importantes, tant pour des chargements statiques que dynamiques. Ces bonnes propriétés permettent d'envisager son utilisation pour certaines applications industrielles. Des bonnes propriétés d'amortissement vibratoire et d'absorption d'énergie ont été mises en évidence. L'influence du nombre de cellules, de l'épaisseur d'âme ainsi que l'orientation de la structure auxétique (configurations W et L) semblent convenir comme

critères de comparaison et d'évaluation. Également, il convient d'explorer d'autres voies complémentaires telles que l'optimisation des paramètres de la cellule élémentaire de l'âme auxétique. Aussi, d'autres sollicitations peuvent être analysées comme l'impact ainsi que son comportement suite au vieillissement et son influence sur les propriétés mécaniques et vibratoires.

A. Annexe : Modélisation analytique

Nous nous sommes appuyés sur les travaux de Gibson et Ashby [1] pour la modélisation analytique de notre problème. Le modèle est développé pour prédire les constantes élastiques des nids d'abeilles conventionnelles et auxétiques basés sur la déformation des parois cellulaires en nid d'abeilles par flexion, étirement et articulation. Le modèle de flexion est similaire à celui de Gibson et Ashby [1]. Le modèle d'étirement suppose que les parois cellulaires ne peuvent se déformer que par étirage le long de leur axe, sans changement d'angle. Le modèle d'articulation suppose que les parois des cellules sont rigides dans les directions axiale et transversale et que les parois ne peuvent se déformer que par rotation. Les différentes équations présentées ici sont principalement mentionnés dans le chapitre 2.

A.1. Les constantes de forces

Les constantes élastiques d'un nid d'abeille bidimensionnel auxétique (ou conventionnelle) peuvent être décrites en considérant le déplacement de la cellule unique, à partir de laquelle le nid d'abeilles est produit par répétition de la traduction, dans des conditions de charge appropriées. Les constantes de force relient le déplacement des parois cellulaires d'un nid d'abeille à la force appliquée qui le provoque. Pour les trois mécanismes, la constante de force est définie par la relation générale.

$$F = K_i \delta \quad (\text{A.1})$$

Avec : F est la force, K_i est la constante de force et δ est le déplacement incrémental.

Si le déplacement est suivant l'axe X alors ;

$$\delta = dX \quad (\text{A.2})$$

Si le déplacement est suivant l'axe Y alors :

$$\delta = dY \quad (\text{A.3})$$

A.1.1. La constante de force de flexion

Une paroi cellulaire de longueur l se déformant par flexion peut être assimilée à une poutre chargée et guidée à une extrémité et fixée à l'autre. La déflexion de l'extrémité guidée due à la flexion est donnée par :

$$\delta = \frac{Ml^2}{12IE_s} \quad (\text{A.4})$$

Avec : M est le moment appliqué $M = Fl$ et I est le moment quadratique $I = \frac{bt^3}{12}$

Ce qui donne :

$$\delta = \frac{Fl^3}{E_s bt^3} \quad (\text{A.5})$$

En comparant avec l'équation (A.1) :

$$K_f = \frac{E_s bt^3}{l^3} \quad (\text{A.6})$$

A.1.2. La constante de force d'étirement

La loi reliant la contrainte à la déformation est donnée comme suit :

$$\sigma = E_s \varepsilon \quad (\text{A.7})$$

Ce qui donne :

$$\frac{F}{bt} = E_s \frac{\delta}{l} \quad (\text{A.8})$$

L'extension d'une paroi cellulaire de longueur l par une force axiale F est donc :

$$\delta = \frac{Fl}{btE_s} \quad (\text{A.9})$$

En comparant avec l'équation (A.1):

$$K_s = \frac{btE_s}{l} \quad (\text{A.10})$$

A.1.3. La constante de force d'articulation

Pour une cellule se déformant par une liaison d'articulation, on suppose que la paroi cellulaire est rigide sur toute sa longueur et que la déflexion se produit à la jonction avec les autres parois cellulaires par un changement d'angle faible $\Delta\theta$. D'où pour une paroi cellulaire de longueur l, on a :

$$\delta = l \sin \Delta\theta \approx l\Delta\theta \quad (\text{A.11})$$

La relation de K_h avec les paramètres du matériau est obtenue en supposant que l'articulation se produit par cisaillement du matériau à la jonction de la paroi cellulaire.

$$F = K_h l \Delta \theta \quad (\text{A.12})$$

Or, le module de cisaillement est donné par :

$$G_s = \frac{\tau}{\gamma} = \frac{F/S}{\Delta x/l} = \frac{Fl}{S\Delta x} = \frac{F}{bt\Delta\theta} \quad (\text{A.13})$$

Où G_s est le module de cisaillement du matériau de la paroi cellulaire et F est la force appliquée perpendiculairement au faisceau. En comparant avec l'équation (A.1) :

$$K_h = \frac{btG_s}{l} \quad (\text{A.14})$$

A.2. Les modèles analytiques simples

Les valeurs de coefficient de poisson et de module d'Young sont données par :

$$\nu_{ij} = -\frac{\varepsilon_j}{\varepsilon_i} \quad (\text{A.15})$$

$$E_i = \frac{\sigma_i}{\varepsilon_i} \quad (\text{A.16})$$

$$\varepsilon_i = \ln\left(\frac{I}{I_0}\right) \quad (\text{A.17})$$

Avec σ présente la contrainte, ε présente la déformation réelle, I (=X ou Y) et I_0 (=X₀ ou Y₀) présentent le déformé et le non-déformé de la cellule unitaire de longueur i .

A.2.1. Le modèle de flexion

Les longueurs de cellules unitaires répétées dans les directions x et y sont données par :

$$X = 2l \cos \theta \quad (\text{A.18})$$

$$Y = 2(h + l \sin \theta) \quad (\text{A.19})$$

θ présente l'angle du nid d'abeilles qui est positif pour la cellule conventionnelle, et négatif pour la cellule réentrante (auxétique).

Le modèle de flexion et le modèle d'articulation donne les mêmes équations en remplaçant K_f par K_h .

D'après les travaux développés par Gibson et Ashby [1]:

$$v_{xy} = \frac{1}{v_{yx}} = \frac{\cos \theta X}{\sin \theta Y} \quad (\text{A.20})$$

$$E_x = \frac{K_f X}{bl^2 \sin^2 \theta Y} \quad (\text{A.21})$$

$$E_y = \frac{K_f Y}{bl^2 \cos^2 \theta X} \quad (\text{A.22})$$

Pour qu'un matériau orthotrope ait une matrice de rigidité symétrique et une énergie de déformation définie et positive pour l'équilibre statique, nous avons besoin de :

$$v_{xy}E_y = v_{yx}E_x \quad (\text{A.23})$$

$$|v_{xy}| \leq \sqrt{\frac{E_x}{E_y}} \quad (\text{A.24})$$

Le modèle de flexion satisfait aux exigences d'une matrice de rigidité symétrique et d'une énergie de déformation définie et positive.

Détermination du module de cisaillement :

En utilisant le schéma de la Figure A. 1, les points A, B et C n'ont aucun mouvement relatif quand on exerce un état de cisaillement sur le nid d'abeille. La déflexion de cisaillement de la structure est entièrement due à la flexion de la poutre BD et à sa rotation autour du point B (rotation d'angle φ) [1].

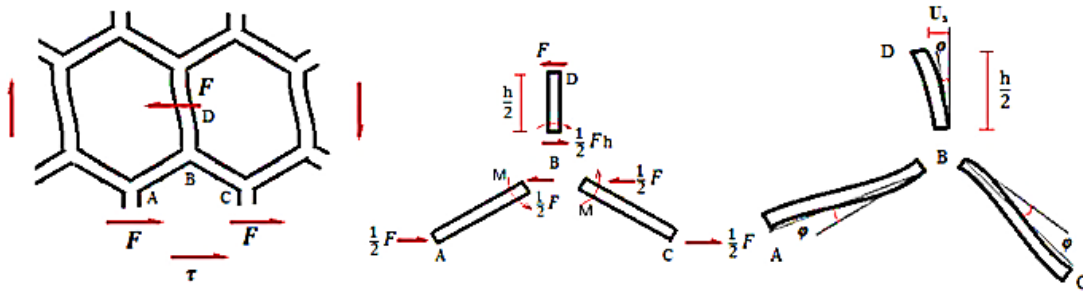


Figure A. 1 Déformation des parois des cellules sous la flexion et la rotation

En étudiant la déformation des parois cellulaires dû à la rotation. La somme des moments au point B est nulle :

$$2M = \frac{1}{2}Fh \quad (\text{A.25})$$

Donc le moment au niveau de AB et BC est comme suit :

$$M = \frac{Fh}{4} \quad (\text{A.26})$$

Tous les points tournent d'un angle φ . Puisqu'il n'y a pas de déflexion de B par rapport à A, donc on a :

$$\delta = \frac{Ml^2}{6IE_s} \quad (\text{A.27})$$

Or on a : $\delta = \varphi l$. Donc on a l'expression de l'angle φ :

$$\varphi = \frac{Fhl}{24IE_s} \quad (\text{A.28})$$

En étudiant la déformation des parois cellulaires dû à la flexion. La déflexion d'une poutre de longueur $\frac{h}{2}$ encasté d'un côté et sollicité de l'autre côté par un effort F est donné par :

$$\delta = \frac{F \left(\frac{h}{2}\right)^3}{3IE_s} \quad (\text{A.29})$$

Or l'expression de la déviation U est donnée comme suit :

$$U = \frac{1}{2}\varphi h + \frac{F \left(\frac{h}{2}\right)^3}{3IE_s} \quad (\text{A.30})$$

D'où :

$$U = \frac{Fh^2}{48IE_s} (l + 2h) \quad (\text{A.31})$$

La relation de comportement en cisaillement s'écrit :

$$G = \frac{\tau}{\gamma} \quad (\text{A.32})$$

Avec :

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F}{2l \cos \theta} \quad (\text{A.33})$$

Et

$$\gamma = \frac{\text{déviation}}{\text{longueur}} = \frac{U}{\frac{h + l \sin \theta}{2}} \quad (\text{A.34})$$

Ce qui nous donne l'expression :

$$G = \frac{12IE_s}{bh^2(l+2h)} \frac{(h+l \sin \theta)}{l \cos \theta} \quad (\text{A.35})$$

En introduisant la constante de force de flexion K_f et les expressions de X et Y, on trouve :

$$G = \frac{K_f l^3}{bh^2(l+2h)} \frac{Y}{X} \quad (\text{A.36})$$

A.2.2. Le modèle d'articulation

Considérons les nids d'abeilles conventionnelles et réentrantes représentées sur la Figure 1.5 qui se déforment par une articulation des parois cellulaires en nid d'abeilles, c'est-à-dire en faisant varier l'angle en nid d'abeilles par $d\theta$. En utilisant les équations on trouve donc (A.18) et (A.19) :

$$dX = -2l \sin \theta d\theta \quad (\text{A.37})$$

$$dY = 2l \cos \theta d\theta \quad (\text{A.38})$$

L'incrément de la déformation vrai dans les directions x et y est donné par :

$$d\varepsilon_x = \frac{dX}{X} \quad (\text{A.39})$$

$$d\varepsilon_y = \frac{dY}{Y} \quad (\text{A.40})$$

Dans le cas d'un chargement suivant l'axe x, le coefficient de poisson est :

$$\nu_{xy} = -\frac{d\varepsilon_y}{d\varepsilon_x} = -\frac{dY}{Y} \frac{X}{dX} \quad (\text{A.41})$$

En utilisant les équations (A.18), (A.19), (A.39) et (A.41) on trouve :

$$\nu_{xy} = \frac{\cos \theta X}{\sin \theta Y} \quad (\text{A.42})$$

$$\nu_{yx} = -\frac{d\varepsilon_x}{d\varepsilon_y} = \frac{\sin \theta Y}{\cos \theta X} \quad (\text{A.43})$$

Pour déterminer le module d'Young, on va introduire la constante de force d'articulation :

$$M = K_h \alpha = Fl \quad (\text{A.44})$$

Pour une force infinitésimale appliquée, le changement du déplacement angulaire est :

$$d\alpha = \frac{ldF}{K_h} \quad (\text{A.45})$$

✓ Pour une force appliquée suivant l'axe x on a :

$$d\alpha = -d\theta \quad (\text{A.46})$$

$$F = F_x \frac{\sin \theta}{2} \quad (\text{A.47})$$

avec $F_x = \sigma_x bY$

En utilisant les équations (A.45), (A.46) et (A.47) on trouve :

$$d\theta = -\left(\frac{lbY \sin \theta}{2K_h}\right) d\sigma_x \quad (\text{A.48})$$

Et donc on peut calculer le module d'Young E_x :

$$E_x = \frac{d\sigma_x}{d\varepsilon_x} \quad (\text{A.49})$$

En utilisant les équations (A.37), (A.39), (A.48) et (A.49) on trouve :

$$E_x = \frac{K_h}{bl^2 \sin^2 \theta} \frac{X}{Y} \quad (\text{A.50})$$

✓ En appliquant une force suivant l'axe y on a :

$$d\alpha = d\theta \quad (\text{A.51})$$

$$F = F_y \frac{\cos \theta}{2} \quad (\text{A.52})$$

Avec :

$$F_y = \sigma_y bX \quad (\text{A.53})$$

Ce qui donne

$$d\theta = \left(\frac{lbX \cos \theta}{2K_h}\right) d\sigma_y \quad (\text{A.54})$$

Et donc on peut calculer le module d'Young E_y :

$$E_y = \frac{K_h}{bl^2 \cos^2 \theta} \frac{Y}{X} \quad (\text{A.55})$$

Détermination du module de cisaillement :

Le module de cisaillement dans le plan est obtenu en considérant les effets des contraintes de cisaillement agissant sur les côtés de la cellule unitaire dans les deux directions x et y (Figure

A. 2). Les parois des cellules sont rigides de sorte qu'il ne se produit ni flexion ni étirement. Tout le mouvement se produit en raison de la charnière au point C. Le point A est soumis à une force F_y agissant suivant la direction y et une force F_x agissant suivant la direction x.

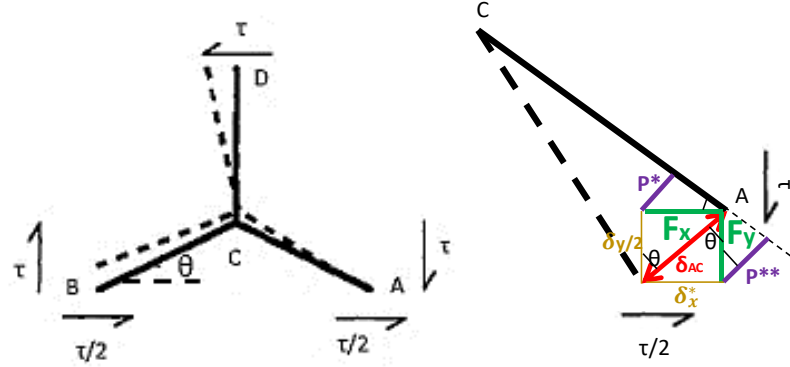


Figure A. 2 Déformation des parois des cellules sous l'effet d'une articulation

La contrainte de cisaillement est donnée comme suit :

$$\tau = \frac{F_y}{b(h + l \sin \theta)} = \frac{F_x}{b(2l \cos \theta)} \quad (\text{A.56})$$

En supposant que $F=F_x$ alors on a :

$$F_y = \frac{F(h + l \sin \theta)}{2l \cos \theta} \quad (\text{A.57})$$

La composante P^* de F_x agissant perpendiculairement sur la paroi AC est :

$$P^* = \frac{F \sin \theta}{2} \quad (\text{A.58})$$

La composante P^{**} de F_y agissant perpendiculairement sur la paroi AC est :

$$P^{**} = -F_y \cos \theta = -\frac{F(h + l \sin \theta)}{2l} \quad (\text{A.59})$$

La composante P^{**} est négative parce que cette force donne une rotation anti-horaire. La force totale appliquée sur la paroi cellulaire AC est donc la somme de P^* et P^{**} , ce qui donne :

$$P = -\frac{Fh}{2l} \quad (\text{A.60})$$

En utilisant l'équation 1, on a :

$$\delta_{AC} = \frac{P}{K_h} \quad (\text{A.61})$$

Le déplacement suivant l'axe x due à δ_{AC} est :

$$\delta_x^* = \delta_{AC} \sin \theta = \frac{P \sin \theta}{K_h} \quad (\text{A.62})$$

Le déplacement horizontal du point D due à la force F_x est :

$$\delta_x^{**} = \frac{F}{K_h^h} = \frac{F}{K_h} \frac{l}{h} \quad (\text{A.63})$$

La déflexion totale suivant la direction x est :

$$\delta_x = \frac{P \sin \theta}{K_h} + \frac{Fh}{K_h l} = \frac{Fh}{2lK_h} (2 - \sin \theta) \quad (\text{A.64})$$

Le déplacement total suivant la direction y est :

$$\delta_y = \frac{\text{force}}{K_h} = \frac{2P \cos \theta}{K_h} = -\frac{Fh \cos \theta}{lK_h} \quad (\text{A.65})$$

La déformation du cisaillement est donc :

$$\gamma = \frac{\delta_y}{2l \cos \theta} + \frac{\delta_x}{h + l \sin \theta} \quad (\text{A.66})$$

Alors :

$$\gamma = \frac{Fh}{2lK_h} \left[\frac{2 - \sin \theta}{h + l \sin \theta} - \frac{1}{l} \right] \quad (\text{A.67})$$

La contrainte de cisaillement est donnée par :

$$\tau = \frac{F}{2lb \cos \theta} \quad (\text{A.68})$$

Le signe négatif dans l'équation qui donne l'expression de P peut être ignoré puisque nous ne sommes intéressés que par la longueur δ_x (rotation suivant le sens horaire). Ce qui modifie l'expression de la déformation du cisaillement :

$$\gamma = \frac{Fh}{2l^2 K_h} \frac{2l + h}{h + l \sin \theta} \quad (\text{A.69})$$

Et donc le module de cisaillement est :

$$G = \frac{\tau}{\gamma} = \frac{K_h l}{hb \cos \theta} \frac{h + l \sin \theta}{2l + h} \quad (\text{A.70})$$

A.2.3. Le modèle d'étirement

Le modèle d'étirement considère la déformation des bras du réseau en nid d'abeilles en faisant varier l et h . D'après les équations (A.18) et (A.19) on a :

$$\frac{\partial X}{\partial l} = 2 \cos \theta \quad (\text{A.71})$$

$$\frac{\partial Y}{\partial l} = 2 \sin \theta \quad (\text{A.72})$$

$$\frac{\partial Y}{\partial h} = 2 \quad (\text{A.73})$$

Les changements dans les longueurs de cellules unitaires dues aux incréments infinitésimaux ds_l et ds_h dans les longueurs l et h , respectivement sont alors :

$$dX = \left(\frac{\partial X}{\partial l} \right) ds_l \quad (\text{A.74})$$

$$dY = \left(\frac{\partial Y}{\partial l} \right) ds_l + \left(\frac{\partial Y}{\partial h} \right) ds_h \quad (\text{A.75})$$

✓ En appliquant une charge suivant la direction x .

Dans ce cas, les parois cellulaires de longueur h restent à longueur constante puisqu'il n'y a pas de composante résultante de la force appliquée sur la longueur de ces parois. $ds_h = 0$

En utilisant les équations (A.71)-(A.75) on trouve :

$$dX = 2 \cos \theta ds_l \quad (\text{A.76})$$

$$dY = 2 \sin \theta ds_l \quad (\text{A.77})$$

Et donc le coefficient de poisson ν_{xy} est :

$$\nu_{xy} = - \frac{\sin \theta X}{\cos \theta Y} \quad (\text{A.78})$$

Dans le cas d'un effort suivant l'axe x , la force appliquée sur la paroi cellulaire de longueur l est :

$$F = \left(b \cos \theta \frac{Y}{2} \right) \sigma_x \quad (\text{A.79})$$

Or on a :

$$\frac{F}{bt} = E_s \frac{ds_l}{l} \quad (\text{A.80})$$

En utilisant les équations (A.79) et (A.80) on trouve :

$$ds_l = \left(\frac{bY \cos \theta}{2K_s} \right) d\sigma_x \quad (\text{A.81})$$

Et

$$d\varepsilon_x = \frac{dX}{X} = \left(\frac{bY \cos^2 \theta}{K_s X} \right) d\sigma_x \quad (\text{A.82})$$

Ainsi le module d'Young est calculé à partir des équations (A.65) et (A.82) :

$$E_x = \frac{K_s}{b \cos^2 \theta} \frac{X}{Y} \quad (\text{A.83})$$

- ✓ En appliquant une charge suivant la direction y. Dans ce cas, parois cellulaires de longueur h s'étendent. $ds_h \neq 0$

La force appliqué le long de la paroi cellulaire de longueur l, est :

$$F_l = \left(b \sin \theta \frac{X}{2} \right) \sigma_y \quad (\text{A.84})$$

La force appliqué le long de la paroi cellulaire de longueur h, est :

$$F_h = bX\sigma_y \quad (\text{A.85})$$

En utilisant les équations (A.80), (A.84) et (A.85) on a :

$$ds_l = \left(\frac{bX \sin \theta}{2K_s} \right) d\sigma_y \quad (\text{A.86})$$

$$ds_h = \left(\frac{bX}{K_s} \right) d\sigma_y \quad (\text{A.87})$$

En utilisant les équations (A.71)-(A.75), (A.86) et (A.87), on trouve le changement de la longueur :

$$dX = \left(\frac{bX \cos \theta \sin \theta}{K_s} \right) d\sigma_y \quad (\text{A.88})$$

$$dY = \left(bX \frac{2 + \sin^2 \theta}{K_s} \right) d\sigma_y \quad (\text{A.89})$$

Le coefficient de poisson est donc :

$$\nu_{yx} = - \frac{\cos \theta \sin \theta Y}{2 + \sin^2 \theta X} \quad (\text{A.90})$$

La déformation incrémentale est :

$$d\varepsilon_y = \frac{dY}{Y} = \left(\frac{bX(2 + \sin^2 \theta)}{K_s Y} \right) d\sigma_y \quad (\text{A.91})$$

Et donc le module d'Young :

$$E_y = \frac{K_s}{b(2 + \sin^2 \theta)} \frac{Y}{X} \quad (\text{A.92})$$

Le modèle d'étirement prédit le signe opposé du coefficient de Poisson aux modèles de flexion et d'articulation. En utilisant les équations (A.78), (A.83), (A.90) et (A.92) on a :

$$\nu_{xy} E_y = \nu_{yx} E_x = -\frac{K_s \sin \theta}{\cos \theta (2 + \sin^2 \theta)} \quad (\text{A.93})$$

$$\sqrt{\frac{E_x}{E_y}} = \frac{X\sqrt{(2 + \sin^2 \theta)}}{Y \cos \theta} > |\nu_{xy}| \quad (\text{A.94})$$

Donc le modèle d'étirement satisfait les conditions pour une matrice de rigidité symétrique et une énergie de déformation définie positive.

Détermination du module de cisaillement :

Le module de cisaillement peut être obtenu en considérant les contraintes de cisaillement agissant sur le nœud de cellule représenté sur la Figure A. 3.

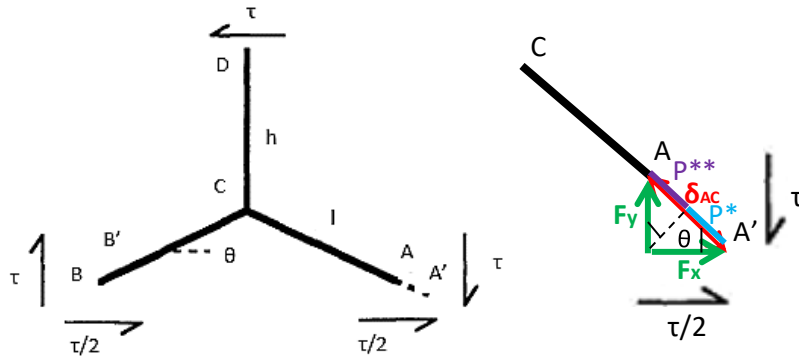


Figure A. 3 Déformation des parois des cellules sous l'effet d'un étirement

De même que le modèle d'articulation, on va supposer que $F=F_x$. La composante P^* de F_x agissant le long de la parois AC est :

$$P^* = \frac{F_x \cos \theta}{2} = \frac{F \cos \theta}{2} \quad (\text{A.95})$$

La composante P^{**} de F_y agissant le long de AC est :

$$P^{**} = F_y \sin \theta = \frac{F \sin \theta Y}{2 X} \quad (\text{A.96})$$

La force totale est donc :

$$P = P^* + P^{**} \quad (\text{A.97})$$

$$P = \frac{F \cos \theta}{2} + \frac{F \sin \theta Y}{2 X} \quad (\text{A.98})$$

Le point A se déplace d'une quantité δ_{AC} vers A' grâce à la force P. Cette extension est obtenue à partir de l'expression de la constante d'étirement K_s tel que :

$$\delta_{AC} = \frac{P}{K_s} \quad (\text{A.99})$$

$$\delta_{AC} = \frac{F}{2K_s} \left[\cos \theta + \sin \theta \frac{Y}{X} \right] \quad (\text{A.100})$$

La déflexion suivant l'axe x due à l'extension δ_{AC} est :

$$\delta_x = \delta_{AC} \cos \theta \quad (\text{A.101})$$

$$\delta_x = \frac{F}{2K_s} \left[\cos^2 \theta + \sin \theta \cos \theta \frac{Y}{X} \right] \quad (\text{A.102})$$

La déflexion suivant l'axe y est égale à :

$$\delta_y = 2\delta_{AC} \sin \theta \quad (\text{A.103})$$

Le facteur 2 est introduit parce qu'on a un raccourcissement de BC lorsque AC s'étend.

$$\delta_y = \frac{F}{K_s} \left[\sin \theta \cos \theta + \sin^2 \theta \frac{Y}{X} \right] \quad (\text{A.104})$$

Si l'on considère que la cellule unitaire se déforme par un cisaillement simple, la déformation de cisaillement γ est donnée par :

$$\gamma = \gamma' + \gamma'' = \frac{\delta_y}{2l \cos \theta} + \frac{\delta_x}{h + l \sin \theta} \quad (\text{A.105})$$

$$\gamma = \frac{F}{2K_s l^2} \frac{[l \cos^2 \theta + \sin \theta (h + l \sin \theta)]^2}{\cos^2 \theta (h + l \sin \theta)} \quad (\text{A.106})$$

Le module de cisaillement G est défini par :

$$G = \frac{\tau}{\gamma} = \frac{F}{2bl \cos \theta} \quad (\text{A.107})$$

$$G = \frac{K_s}{b} \left[\frac{l \cos \theta (h + l \sin \theta)}{[l \cos^2 \theta + \sin \theta (h + l \sin \theta)]^2} \right] \quad (\text{A.108})$$

A.3. Modèle analytique simultané

En réalité, les trois modes de déformation fonctionnent en même temps. D'où un modèle analytique simultané pour les réseaux où se développent simultanément les articulations, les flexions et les étirements est nécessaire.

Le déplacement total incrémental suivant l'axe x et y est donné par :

$$dX = dX_f + dX_h + dX_s \quad (\text{A.109})$$

$$dY = dY_f + dY_h + dY_s \quad (\text{A.110})$$

✓ Dans le cas d'un effort suivant l'axe x, on a :

Pour le modèle de flexion

$$dX_f = \left(\frac{bYl^2 \sin^2 \theta}{K_f} \right) d\sigma_x \quad (\text{A.111})$$

$$dY_f = - \left(\frac{bYl^2 \sin \theta \cos \theta}{K_f} \right) d\sigma_x \quad (\text{A.112})$$

Pour le modèle d'articulation

$$dX_h = \left(\frac{bYl^2 \sin^2 \theta}{K_h} \right) d\sigma_x \quad (\text{A.113})$$

$$dY_h = - \left(\frac{bYl^2 \sin \theta \cos \theta}{K_h} \right) d\sigma_x \quad (\text{A.114})$$

Pour le modèle d'étirement

$$dX_s = \left(\frac{bY \cos^2 \theta}{K_s} \right) d\sigma_x \quad (\text{A.115})$$

$$dY_s = \left(\frac{bY \sin \theta \cos \theta}{K_s} \right) d\sigma_x \quad (\text{A.116})$$

D'où

$$dX = Yb \left(\frac{\sin^2 \theta}{K_{hf}} + \frac{\cos^2 \theta}{K_s} \right) d\sigma_x \quad (\text{A.117})$$

$$dY = Yb \sin \theta \cos \theta \left(\frac{1}{K_s} - \frac{1}{K_{hf}} \right) d\sigma_x \quad (\text{A.118})$$

Avec :

$$\frac{1}{K_{hf}} = l^2 \left(\frac{1}{K_f} + \frac{1}{K_h} \right) \quad (\text{A.119})$$

Le coefficient de poisson et le module d'Young suivant l'axe x sont donnés en utilisant les équations (A.39), (A.41), (A.49), (A.118) et (A.119) :

$$\nu_{xy} = \frac{\sin \theta \cos \theta \left(\frac{K_s}{K_{hf}} - 1 \right) X}{\left(\frac{K_s}{K_{hf}} \sin^2 \theta + \cos^2 \theta \right) Y} \quad (\text{A.120})$$

$$E_x = \frac{K_s}{b \left(\frac{K_s}{K_{hf}} \sin^2 \theta + \cos^2 \theta \right) Y} X \quad (\text{A.121})$$

✓ Dans le cas d'un effort suivant l'axe y, on a :

Pour le modèle de flexion

$$dX_f = - \left(\frac{bXl^2 \sin \theta \cos \theta}{K_f} \right) d\sigma_y \quad (\text{A.122})$$

$$dY_f = \left(\frac{bXl^2 \cos^2 \theta}{K_f} \right) d\sigma_y \quad (\text{A.123})$$

Pour le modèle d'articulation

$$dX_h = - \left(\frac{bXl^2 \sin \theta \cos \theta}{K_h} \right) d\sigma_y \quad (\text{A.124})$$

$$dY_h = \left(\frac{bXl^2 \cos^2 \theta}{K_f} \right) d\sigma_y \quad (\text{A.125})$$

Pour le modèle d'étirement

$$dX_s = \left(\frac{bX \sin \theta \cos \theta}{K_s} \right) d\sigma_y \quad (\text{A.126})$$

$$dY_s = \left(\frac{bX(2 + \sin^2 \theta)}{K_s} \right) d\sigma_y \quad (\text{A.127})$$

D'où

$$dX = Xb \sin \theta \cos \theta \left(\frac{1}{K_s} - \frac{1}{K_{hf}} \right) d\sigma_y \quad (\text{A.128})$$

$$dY = Xb \left(\frac{\cos^2 \theta}{K_{hf}} + \frac{2 + \sin^2 \theta}{K_s} \right) d\sigma_y \quad (\text{A.129})$$

Le coefficient de poisson et le module d'Young suivant l'axe y sont :

$$v_{yx} = \frac{\sin \theta \cos \theta \left(\frac{K_s}{K_{hf}} - 1 \right) \frac{Y}{X}}{\left(\frac{K_s}{K_{hf}} \cos^2 \theta + 2 + \sin^2 \theta \right) \frac{Y}{X}} \quad (\text{A.130})$$

$$E_y = \frac{K_s}{b \left(\frac{K_s}{K_{hf}} \cos^2 \theta + 2 + \sin^2 \theta \right) \frac{Y}{X}} \quad (\text{A.131})$$

Donc le modèle analytique simultané satisfait les conditions pour une matrice de rigidité symétrique et une énergie de déformation définie positive. En effet, en utilisant les équations (A.120), (A.121), (A.130) et (A.131) on trouve :

$$v_{xy}E_y = v_{yx}E_x = \frac{K_s \sin \theta \cos \theta \left(\frac{K_s}{K_{hf}} - 1 \right)}{\left(\frac{K_s}{K_{hf}} \sin^2 \theta + \cos^2 \theta \right) \times \left(\frac{K_s}{K_{hf}} \cos^2 \theta + 2 + \sin^2 \theta \right)} \quad (\text{A.132})$$

$$\sqrt{\frac{E_x}{E_y}} > |v_{xy}| \quad (\text{A.133})$$

Détermination du module de cisaillement globale :

Pour le modèle de flexion :

$$\tau = \frac{F}{2lb \cos \theta} \quad (\text{A.134})$$

$$\gamma = \frac{Fh^2}{2l^3 K_f} \frac{l + 2h}{h + l \sin \theta} \quad (\text{A.135})$$

Pour le modèle d'articulation :

$$\tau = \frac{F}{2lb \cos \theta} \quad (\text{A.136})$$

$$\gamma = \frac{Fh}{2l^2 K_h} \frac{2l + h}{h + l \sin \theta} \quad (\text{A.137})$$

Pour le modèle d'étirement :

$$\tau = \frac{F}{2lb \cos \theta} \quad (\text{A.138})$$

$$\gamma = \frac{F}{2l^2 K_s} \frac{[l \cos^2 \theta + \sin \theta (h + l \sin \theta)]^2}{\cos^2 \theta (h + l \sin \theta)} \quad (\text{A.139})$$

Le module de cisaillement globale est :

$$G = \frac{\tau}{\sum \gamma} \quad (\text{A.140})$$

$$G = \frac{1}{\left\{ \frac{bh^2 \cos \theta (l + 2h)}{K_f l^2 (h + l \sin \theta)} + \frac{bh \cos \theta (2l + h)}{l K_h (h + l \sin \theta)} + \frac{b[l \cos^2 \theta + \sin \theta (h + l \sin \theta)]}{K_s} \left[\frac{\cos \theta}{(h + l \sin \theta)} + \frac{\sin \theta}{l \cos \theta} \right] \right\}} \quad (\text{A.141})$$

Références

- [1] L. J. Gibson et M. F. Ashby, *Cellular solids: structure and properties*, Cambridge university press, 1999.
- [2] A. Monti, «Elaboration et caractérisation mécanique d'une structure composite sandwich à base de constituants naturels,» PhD thesis, Université du Mans, 2017.
- [3] B. J. M., «Matériaux composites : comportement mécanique et analyse des structures,» chez 4^{ème} édition, Lavoisier , 2005.
- [4] P. F. Sommerhuber, T. Wang et A. Krause, «Wood–plastic composites as potential applications of recycled plastics of electronic waste and recycled particleboard,» *Journal of cleaner production*, vol. 121, pp. 176-185, 2016.
- [5] P. Wambua, J. Ivens et I. Verpoest, «Natural fibres: can they replace glass in fibre reinforced plastics?,» *Composites science and technology*, vol. 63 (9), pp. 1259-1264, 2003.
- [6] M. Ben Ameer, A. El Mahi, J.-L. Rebiere, M. Abdennadher et M. Haddar, «Damping analysis of unidirectional carbon/flax fiber hybrid composites,» *International Journal of Applied Mechanics*, vol. 10(05), p. 1850050, 2018.
- [7] L. Yan, B. Kasal et L. Huang, «A review of recent research on the use of cellulosic fibres, their fibre fabric reinforced cementitious, geo-polymer and polymer composites in civil engineering,» *Composites Part B: Engineering*, vol. 92, pp. 94-132, 2016.
- [8] K. Charlet, C. Baley, C. Morvan, J. P. Jernot, M. Gomina et J. Bréard, «Characteristics of Hermès flax fibres as a function of their location in the stem and properties of the derived unidirectional composites,» *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 38 (8), pp. 1912-1921, 2007.
- [9] S. Alix, E. Philippe, A. Bessadok, L. Lebrun, C. Morvan et S. Marais, «Effect of chemical treatments on water sorption and mechanical properties of flax fibres,» *Bioresource Technology*, vol. 100 (20), pp. 4742-4749, 2009.
- [10] J. Mirbagheri, M. Tajvidi, J. C. Hermanson et I. Ghasemi, «Tensile properties of wood flour/kenaf fiber polypropylene hybrid composites,» *Journal of Applied Polymer Science*, vol. 105 (5), pp. 3054-3059, 2007.
- [11] N. N. Bonnia, S. H. Ahmad, I. Zainol, A. A. Mamun, M. D. H. Beg et A. K. Bledzki, «Mechanical properties and environmental stress cracking resistance of rubber toughened polyester/kenaf composite,» *eXPRESS Polymer Letters*, vol. 4 (2), pp. 55-61, 2010.
- [12] P. V. Joseph, M. S. Rabello, L. H. C. Mattoso, K. Joseph et S. Thomas, «Environmental effects on the degradation behaviour of sisal fibre reinforced polypropylene composites,» *Composites Science and Technology*, Vols. %1 sur %262 (10-11), pp. 1357-1372, 2002.

- [13] U. K. Dwivedi et N. Chand, «Influence of MA-g-PP on abrasive wear behaviour of chopped sisal fibre reinforced polypropylene composites,» *Journal of Materials Processing Technology*, Vols. %1 sur %2209 (12-13), pp. 5371-5375, 2009.
- [14] K. Okubo, T. Fujii et Y. Yamamoto, «Development of bamboo-based polymer composites and their mechanical properties,» *Composites Part A: Applied science and manufacturing*, vol. 35(3), pp. 377-383, 2004.
- [15] A. Porras et A. Maranon, «Development and characterization of a laminate composite material from polylactic acid (PLA) and woven bamboo fabric,» *Composites Part B: Engineering*, vol. 43 (7), pp. 2782-2788, 2012.
- [16] F. Z. Arrakhiz, M. Malha, R. Bouhfid, K. Benmoussa et A. Qaiss, «Tensile, flexural and torsional properties of chemically treated alfa, coir and bagasse reinforced polypropylene,» *Composites Part B: Engineering*, vol. 47, pp. 35-41, 2013.
- [17] Y. Li et K. L. Pickering, «The effect of chelator and white rot fungi treatments on long hemp fibre-reinforced composites,» *Composites Science and Technology*, Vols. %1 sur %269 (7-8), pp. 1265-1270, 2009.
- [18] V. Placet, «Characterization of the thermo-mechanical behaviour of Hemp fibres intended for the manufacturing of high performance composites,» *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 40 (8), pp. 1111-1118, 2009.
- [19] S. L. Gao et E. Mäder, «Jute/polypropylene composites I. Effect of matrix modification,» *Composites Science and Technology*, Vols. %1 sur %266 (7-8), pp. 952-963, 2006.
- [20] B. A. Acha, M. M. Reboredo et N. E. Marcovich, «Creep and dynamic mechanical behavior of PP–jute composites: Effect of the interfacial adhesion,» *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 38 (6), pp. 1507-1516, 2007.
- [21] E. Bodros et C. Baley, «Study of the tensile properties of stinging nettle fibres (*Urtica dioica*),» *Materials Letters*, vol. 64 (14), pp. 2143-2145, 2008.
- [22] A. Lefeuvre, A. Bourmaud et C. Baley, «Optimization of the mechanical performance of UD flax/epoxy composites by selection of fibres along the stem,» *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 77, pp. 204-208, 2015.
- [23] L. M. G. Vieira, J. C. Dos Santos, T. H. Panzera, J. C. C. Rubio et F. Scarpa, «Novel fibre metal laminate sandwich composite structure with sisal woven core,» *Industrial Crops and Products*, vol. 99, pp. 189-195, 2017.
- [24] J. R. Dutra, S. L. M. Ribeiro Filho, A. L. Christoforo, T. H. Panzera et F. Scarpa, «Investigations on sustainable honeycomb sandwich panels containing eucalyptus sawdust, Piassava and cement particles,» *Thin-Walled Structures*, vol. 143, p. 106191, 2019.
- [25] M. R. Silva, R. V. Pinheiro, A. L. Christoforo, T. H. Panzera et F. A. R. Lahr, «Hybrid Sandwich Particleboard Made with Sugarcane, P*i* Taeda Thermally Treated and Malva Fibre from Amazon,» *Materials Research*, vol. 21(1), 2018.

- [26] S. Broccolo, R. Palumbo, M.-A. Campana, Y. Dobah, F. Scarpa, M. Ouisse et M. N. Ichchou, «Kirigami inspired natural fibre cellular structures for future vibroacoustics applications,» chez *MEDYNA 2017: 2nd Euro-Mediterranean Conference on Structural Dynamics and Vibroacoustics*, sevilla (Spain), 2017.
- [27] P. R. Oliveira, A. M. S. Bonaccorsi, T. H. Panzera, A. L. Christoforo et F. Scarpa, «Sustainable sandwich composite structures made from aluminium sheets and disposed bottle caps,» *Thin-Walled Structures*, vol. 120, pp. 38-45, 2017.
- [28] P. R. Oliveira, T. H. Panzera, R. T. Freire et F. Scarpa, «Sustainable sandwich structures made from bottle caps core and aluminium,» *Thin-Walled Structures*, vol. 130, pp. 362-371, 2018.
- [29] P. R. Oliveira, M. May, T. H. Panzera, F. Scarpa et S. Hiermaier, «Improved sustainable sandwich panels based on bottle caps core,» *Composites Part B: Engineering*, vol. 199, p. 108165, 2020.
- [30] W. Sujaritjun, P. Uawongsuwan, W. Pivsa-Art et H. Hamada, «Mechanical property of surface modified natural fiber reinforced PLA biocomposites,» *Energy Procedia*, vol. 34, pp. 664-672, 2013.
- [31] A. K. Mohanty, A. Wibowo, M. Misra et L. T. Drzal, «Effect of process engineering on the performance of natural fiber reinforced cellulose acetate biocomposites,» *Composites Part A: applied science and manufacturing*, vol. 35 (3), pp. 363-370, 2004.
- [32] K. G. Satyanarayana, G. G. Arizaga et F. Wypych, «Biodegradable composites based on lignocellulosic fibers- An overview,» *Progress in polymer science*, vol. 34(9), pp. 982-1021, 2009.
- [33] J. M. Raquez, M. Deléglise, M. F. Lacrampe et P. Krawczak, «Thermosetting (bio) materials derived from renewable resources: A critical review,» *Progress in polymer science*, vol. 35 (4), pp. 487-509, 2010.
- [34] J. Schuster, Q. Govignon et S. Bickerton, «Processability of biobased thermoset resins and flax fibres reinforcements using vacuum Assisted resin transfer moulding,» *Open Journal of Composite Materials*, vol. 4 (01), pp. 1-11, 2014.
- [35] P. Aumjaud, J. E. Fieldsend, M. A. Boucher, K. E. Evans et C. W. Smith, «Multi-objective optimisation of viscoelastic damping inserts in honeycomb sandwich structures,» *Composite Structures*, vol. 132, pp. 451-463, 2015.
- [36] E. Kandare, P. Luangtriratana et B. K. Kandola, «Fire reaction properties of flax/epoxy laminates and their balsa-core sandwich composites with or without fire protection,» *Composites Part B: Engineering*, vol. 56, pp. 602-610, 2014.
- [37] X. Cheng, K. Wei, R. He, Y. Pei et D. Fang, «The equivalent thermal conductivity of lattice core sandwich structure: a predictive model,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 93, pp. 236-243, 2016.

- [38] M. Osei-Antwi, J. De Castro, A. P. Vassilopoulos et T. Keller, «Shear mechanical characterization of balsa wood as core material of composite sandwich panels,» *Construction and Building Materials*, vol. 41, pp. 231-238, 2013.
- [39] A. Monti, A. El Mahi, Z. Jendli et L. Guillaumat, «Experimental and finite elements analysis of the vibration behaviour of a bio-based composite sandwich beam,» *Composites Part B: Engineering*, vol. 110, pp. 466-475, 2017.
- [40] O. Castro, J. M. Silva, T. Devezas, A. Silva et L. Gil, «Cork agglomerates as an ideal core material in lightweight structures,» *Materials & Design*, vol. 31 (1), pp. 425-432, 2010.
- [41] I. Alcântara, F. Teixeira-Dias et M. Paulino, «Cork composites for the absorption of impact energy,» *Composite structures*, vol. 95, pp. 16-27, 2013.
- [42] A. Malloum, «Analyse des mécanismes d'endommagement et du comportement vibratoire d'un composite à constituants naturels dans un environnement hydrique,» PhD thesis, Université du Mans, 2019.
- [43] A. Le Duigou, J. M. Deux, P. Davies et C. Baley, «PLLA/flax mat/balsa bio-sandwich manufacture and mechanical properties,» *Applied Composite Materials*, vol. 18 (5), pp. 421-438, 2011.
- [44] A. Le Duigou, J. M. Deux, P. Davies et C. Baley, «PLLA/flax mat/balsa bio-sandwich—environmental impact and simplified life cycle analysis,» *Applied composite materials*, Vols. %1 sur %219 (3-4), pp. 363-378, 2012.
- [45] A. Stocchi, L. Colabella, A. Csilino et V. Álvarez, «Manufacturing and testing of a sandwich panel honeycomb core reinforced with natural-fiber fabrics,» *Materials & Design*, vol. 55, pp. 394-403, 2014.
- [46] H. C. Cheng, F. Scarpa, T. H. Panzera, I. Farrow et H.-X. Peng, «Shear stiffness and energy absorption of auxetic open cell foams as sandwich cores,» *physica status solidi (b)*, vol. 256(1), p. 1800411, 2019.
- [47] H. Abramovitch, M. Burgard, L. Edery-Azulay, K. Evans, M. Hoffmeister, W. Miller, F. S. C. Scarpa et K.-F. Tee, «Smart tetrachiral and hexachiral honeycomb: Sensing and impact detection,» *Composites Science and Technology*, vol. 70(7), pp. 1072-1079, 2010.
- [48] H. Daoud, A. El Mahi, J.-L. Rebiere, M. Taktak et M. Haddar, «Characterization of the vibrational behaviour of flax fibre reinforced composites with an interleaved natural viscoelastic layer,» *Applied acoustics*, vol. 128, pp. 23-31, 2017.
- [49] A. Monti, A. El Mahi, Z. Jendli et L. Guillaumat, «Mechanical behaviour and damage mechanisms analysis of a flax-fibre reinforced composite by acoustic emission,» *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 90, pp. 100-110, 2016.
- [50] F. Ansari, L. A. Granda, R. Joffe, L. A. Berglund et F. Vilaseca, «Experimental evaluation of anisotropy in injection molded polypropylene/wood fiber biocomposites,» *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 96, pp. 147-154, 2017.

- [51] S. Liang, H. Nouri et E. Lafranche, «Thermo-compression forming of flax fibre-reinforced polyamide 6 composites: influence of the fibre thermal degradation on mechanical properties,» *Journal of materials science*, vol. 50(23), pp. 7660-7672, 2015.
- [52] H. Daoud, J.-L. Rebiere, A. Makni, M. Taktak, A. El Mahi et M. Haddar, «Numerical and experimental characterization of the dynamic properties of flax fiber reinforced composites,» *International Journal of applied mechanics*, vol. 8(05), p. 1650068, 2016.
- [53] P. Lefebure et J. Burth, «Method for producing structures made of thermosetting composite materials by assembling composite constituent parts moulded by injection infusion of liquid resin,» *U.S. Patent Application*, p. 180, 2019.
- [54] J. Stiller, D. Nestler, E. Passler, F. Kempe, H. Watzig, H. Ahmad, L. Kroll, M. Sommer et G. Wagner, «Modification of the thermoset injection moulding process for shaping to increase the fibre length in C/C-SiC ceramics produced by the LSI process,» chez *Key Engineering Materials*, Trans Tech Publ, 2019, pp. 153-160.
- [55] A. Monti, A. El Mahi, Z. Jendli et L. Guillaumat, «Quasi-static and fatigue properties of a balsa cored sandwich structure with thermoplastic skins reinforced by flax fibres,» *Journal of Sandwich Structures & Materials*, vol. 21 (7), pp. 2358-2381, 2019.
- [56] S. Chaitanya et I. Singh, «Processing of PLA/sisal fiber biocomposites using direct-and extrusion-injection molding,» *Materials and Manufacturing Processes*, vol. 32(5), pp. 468-474, 2017.
- [57] T. Cadu, M. Berges, O. Sicot et e. al, «What are the key parameters to produce a high-grade bio-based composite? Application to flax/epoxy UD laminates produced by thermocompression,» *Composites Part B: Engineering*, vol. 150, pp. 36-46, 2018.
- [58] A. Mengual, D. Juarez, R. Balart et S. Ferrandiz, «Mechanical characterization of composite materials based on pine needle residues processed by thermocompression,» *Procedia Manufacturing*, vol. 13, pp. 315-320, 2017.
- [59] A. Malloum, A. El Mahi et M. Idriss, «The effects of water ageing on the tensile static and fatigue behaviors of greenepoxy--flax fiber composites,» *Journal of Composite Materials*, vol. 53(21), pp. 2927-2939, 2019.
- [60] J. Rion, Y. Leterrier et J. A. E. Månson, «Prediction of the adhesive fillet size for skin to honeycomb core bonding in ultra-light sandwich structures,» *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 39 (9), pp. 1547-1555, 2008.
- [61] J. Susainathan, F. Eyma, E. De Luycker, A. Cantarel et B. Castanie, «Experimental investigation of impact behavior of wood-based sandwich structures,» *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 109, pp. 10-19, 2018.
- [62] X. Tian, T. Liu, C. Yang, Q. Wang et D. Li, «Interface and performance of 3D printed continuous carbon fiber reinforced PLA composites,» *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 88, pp. 198-205, 2016.

- [63] F. Rengier, A. Mehndiratta, H. Von Tengg-Kobligk, C. M. Zechmann, R. Unterhinninghofen, H. U. Kauczor et F. L. Giesel, «3D printing based on imaging data: review of medical applications,» *International journal of computer assisted radiology and surgery*, vol. 5 (4), pp. 335-341, 2010.
- [64] S. V. Murphy et A. Atala, «3D bioprinting of tissues and organs,» *Nature biotechnology*, vol. 32 (8), p. 773, 2014.
- [65] J. M. Lee, S. L. Sing, E. Y. S. Tan et W. Y. Yeong, «Bioprinting in cardiovascular tissue engineering: a review.,» *Int. J. Bioprinting*, vol. 2, pp. 27-36, 2016.
- [66] H. N. Chia et B. M. Wu, «Recent advances in 3D printing of biomaterials,» *Journal of biological engineering*, vol. 9 (1), p. 4, 2015.
- [67] C. M. B. Ho, S. H. Ng, K. H. H. Li et Y. J. Yoon, «3D printed microfluidics for biological applications,» *Lab on a Chip*, vol. 15 (18), pp. 3627-3637, 2015.
- [68] J. Hiller et H. Lipson, «Design and analysis of digital materials for physical 3D voxel printing,» *Rapid Prototyping Journal*, vol. 15 (2), pp. 137-149, 2009.
- [69] D. Raviv, W. Zhao, C. McKnelly, A. Papadopoulou, A. Kadambi, B. Shi et R. Raskar, «Active printed materials for complex self-evolving deformations,» *Scientific reports*, vol. 4, p. 7422, 2014.
- [70] Q. Ge, A. H. Sakhaei, H. Lee, C. K. Dunn, N. X. Fang et M. L. Dunn, «Multimaterial 4D printing with tailorable shape memory polymers,» *Scientific reports*, vol. 6, p. 31110, 2016.
- [71] J. Deckers, J. Vleugels et J. P. Kruth, «Additive manufacturing of ceramics: a review,» *Journal of Ceramic Science and Technology*, vol. 5 (4), pp. 245-260, 2014.
- [72] Z. C. Eckel, C. Zhou, J. H. Martin, A. J. Jacobsen, W. B. Carter et T. A. Schaedler, «Additive manufacturing of polymer-derived ceramics,» *Science*, vol. 351 (6268), pp. 58-62, 2016.
- [73] D. Kim, S. H. Lee, S. Jeong et J. Moon, «All-ink-jet printed flexible organic thin-film transistors on plastic substrates,» *Electrochemical and Solid-State Letters*, vol. 12 (6), pp. 195-197, 2009.
- [74] N. Saengchairat, T. Tran et C. K. Chua, «A review: Additive manufacturing for active electronic components,» *Virtual and Physical Prototyping*, vol. 12 (1), pp. 31-46, 2017.
- [75] H. W. Tan, T. Tran et C. K. Chua, «A review of printed passive electronic components through fully additive manufacturing methods,» *Virtual and Physical Prototyping*, vol. 11 (4), pp. 271-288, 2016.
- [76] S. Yuan, J. Bai, C. Kai Chua, K. Zhou et J. Wei, «Characterization of creeping and shape memory effect in laser sintered thermoplastic polyurethane,» *Journal of Computing and Information Science in Engineering*, vol. 16 (4), p. 041007, 2016.
- [77] S. Yuan, J. Bai, C. Chua, J. Wei et K. Zhou, «Material evaluation and process optimization of CNT-coated polymer powders for selective laser sintering,» *Polymers*, vol. 8 (10), p. 370, 2016.

- [78] S. J. Leigh, R. J. Bradley, C. P. Pursell, D. R. Billson et D. A. Hutchins, «A simple, low-cost conductive composite material for 3D printing of electronic sensors,» *PloS one*, vol. 7 (11), p. 49365, 2012.
- [79] J. Y. Lee, Y. Wang, C. Y. Tang et F. Huo, «Mesoporous Silica Gel–Based Mixed Matrix Membranes for Improving Mass Transfer in Forward Osmosis: Effect of Pore Size of Filler,» *Scientific reports*, vol. 5, p. 16808, 2015.
- [80] J. Y. Lee, S. Qi, X. Liu, Y. Li, F. Huo et C. Y. Tang, «Synthesis and characterization of silica gel–polyacrylonitrile mixed matrix forward osmosis membranes based on layer-by-layer assembly,» *Separation and Purification Technology*, vol. 124, pp. 207-216, 2014.
- [81] J. Y. Lee, Q. She, F. Huo et C. Y. Tang, «Metal–organic framework-based porous matrix membranes for improving mass transfer in forward osmosis membranes,» *Journal of Membrane Science*, vol. 492, pp. 392-399, 2015.
- [82] J. Y. Lee, C. Y. Tang et F. Huo, «Fabrication of porous matrix membrane (PMM) using metal-organic framework as green template for water treatment,» *Scientific reports*, vol. 4, p. 3740, 2014.
- [83] T. N. Bitzer, «Honeycomb technology: materials, design, manufacturing, applications and testing,» chez *Springer Science & Business Media*, 1997.
- [84] I. Masters et K. Evans, «Models for the elastic deformation of honeycombs,» *Composite structures*, vol. 35 (4), pp. 403-422, 1996.
- [85] A. Sparavigna, «Phonons in conventional and auxetic honeycomb lattices,» *Physical Review B*, vol. 76 (13), p. 134302, 2007.
- [86] Y. Hou, R. Neville, F. Scarpa, C. Remillat, B. Gu et M. Ruzzene, «Graded conventional-auxetic Kirigami sandwich structures: Flatwise compression and edgewise loading,» *Composites Part B: Engineering*, vol. 59, pp. 33-42, 2014.
- [87] M. P. Hoang, «Homogénéisation analytique de structures en nid d'abeilles pour des plaques composites sandwich,» PhD thesis, Université de Reims Champagne–Ardenne, 2015.
- [88] Y. Chen, T. Li, Z. Jia, F. Scarpa, C. W. Yao et L. Wang, «3D printed hierarchical honeycombs with shape integrity under large compressive deformations,» *Materials & Design*, vol. 137, pp. 226-234, 2018.
- [89] C. Lu, M. Qi, S. Islam, P. Chen, S. Gao, Y. Xu et X. Yang, «Mechanical performance of 3D-printing plastic honeycomb sandwich structure.,» *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology*, vol. 5 (1), pp. 47-54, 2018.
- [90] A. Abbadi, Y. Koutsawa, A. Carmasol, S. Belouettar et Z. Azari, «Experimental and numerical characterization of honeycomb sandwich composite panels,» *Simulation Modelling Practice and Theory*, vol. 17 (10), pp. 1533-1547, 2009.
- [91] Z. Chen et N. Yan, «Investigation of elastic moduli of Kraft paper honeycomb core sandwich panels,» *Composites Part B: Engineering*, vol. 43 (5), pp. 2107-2114, 2012.

- [92] K. E. Evans, A. Alderson et F. R. Christian, «Auxetic two-dimensional polymer networks. An example of tailoring geometry for specific mechanical properties,» *Journal of the chemical society, Faraday transactions*, vol. 91 (16), pp. 2671-2680, 1995.
- [93] L. J. Gibson, M. F. Ashby, G. Schajer et C. Robertson, «The mechanics of two-dimensional cellular materials,» *Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences*, vol. 382 (1782), pp. 25-42, 1982.
- [94] W. Becker, «The in-plane stiffnesses of a honeycomb core including the thickness effect,» *Archive of Applied Mechanics*, vol. 68 (5), pp. 334-341, 1998.
- [95] W. Becker, «Closed-form analysis of the thickness effect of regular honeycomb core material,» *Composite Structures*, Vols. %1 sur %248 (1-3), pp. 67-70, 2000.
- [96] J. Zhang, G. Lu, Z. Wang, D. Ruan, A. Alomarah et Y. Durandet, «Large deformation of an auxetic structure in tension: Experiments and finite element analysis,» *Composite Structures*, vol. 184, pp. 92-101, 2018.
- [97] J. Zhang, G. Lu, D. Ruan et Z. Wang, «Tensile behavior of an auxetic structure: Analytical modeling and finite element analysis,» *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 136, pp. 143-154, 2018.
- [98] A. Alomarah, S. H. Masood, I. Sbarski, B. Faisal, Z. Gao et D. Ruan, «Compressive properties of 3D printed auxetic structures: experimental and numerical studies,» *Virtual and Physical Prototyping*, pp. 1-21, 2019.
- [99] F. Scarpa, G. Burriesci, F. Smith et B. Chambers, «Mechanical and electromagnetic behaviour of auxetic honeycomb structures,» *Aeronautical Journal*, vol. 107(1079), p. 175, 2003.
- [100] T. Li et L. Wang, «Bending behavior of sandwich composite structures with tunable 3D-printed core materials,» *Composite Structures*, vol. 175, pp. 46-57, 2017.
- [101] Y. Hou, Y. H. Tai, C. Lira, F. Scarpa, J. R. Yates et B. Gu, «The bending and failure of sandwich structures with auxetic gradient cellular cores,» *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 49, pp. 119-131, 2013.
- [102] C. Lira et F. Scarpa, «Transverse shear stiffness of thickness gradient honeycombs,» *Composites Science and Technology*, vol. 70 (6), pp. 930-936, 2010.
- [103] V. Dikshit, A. Nagalingam, Y. Yap, S. Sing, W. Yeong et J. Wei, «Investigation of quasi-static indentation response of inkjet printed sandwich structures under various indenter geometries,» *Materials*, vol. 10 (3), p. 290, 2017.
- [104] V. Dikshit, A. P. Nagalingam, Y. L. Yap, S. L. Sing, W. Y. Yeong et J. Wei, «Crack monitoring and failure investigation on inkjet printed sandwich structures under quasi-static indentation test,» *Materials & Design*, vol. 137, pp. 140-151, 2018.
- [105] V. Dikshit, A. P. Nagalingam, Y. L. Yap, S. L. Sing, W. Y. Yeong et J. Wei, «Quasi-static indentation analysis on three-dimensional printed continuous-fiber sandwich composites,» *Journal of Sandwich Structures & Materials*, 2019.

- [106] V. Crupi, G. Epasto et E. Guglielmino, «Collapse modes in aluminium honeycomb sandwich panels under bending and impact loading,» *International Journal of Impact Engineering*, vol. 43, pp. 6-15, 2012.
- [107] S. Zhu et G. B. Chai, «Damage and failure mode maps of composite sandwich panel subjected to quasi-static indentation and low velocity impact,» *Composite structures*, vol. 101, pp. 204-214, 2013.
- [108] F. Scarpa, L. G. Ciffo et J. R. Yates, «Dynamic properties of high structural integrity auxetic open cell foam,» *Smart Materials and Structures*, vol. 13 (1), p. 49, 2003.
- [109] M. Bianchi et F. Scarpa, «Vibration transmissibility and damping behaviour for auxetic and conventional foams under linear and nonlinear regimes,» *Smart Materials and Structures*, vol. 22 (8), p. 084010, 2013.
- [110] Y. Ma, F. Scarpa, D. Zhang, B. Zhu, L. Chen et J. Hong, «A nonlinear auxetic structural vibration damper with metal rubber particles,» *Smart Materials and Structures*, vol. 22 (8), p. 084012, 2013.
- [111] P. Aumjaud, J. E. Fieldsend, M. A. Boucher, K. E. Evans et C. W. Smith, «Multi-objective optimisation of viscoelastic damping inserts in honeycomb sandwich structures,» *Composite Structures*, vol. 132, pp. 451-463, 2015.
- [112] J. Yang, J. Xiong, L. Ma, B. Wang, G. Zhang et L. Wu, «Vibration and damping characteristics of hybrid carbon fiber composite pyramidal truss sandwich panels with viscoelastic layers,» *Composite Structures*, vol. 106, pp. 570-580, 2013.
- [113] C. Lira, F. Scarpa et R. Rajasekaran, «A gradient cellular core for aeroengine fan blades based on auxetic configurations,» *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 22 (9), pp. 907-917, 2011.
- [114] T. Streck, H. Jopek et M. Nienartowicz, «Dynamic response of sandwich panels with auxetic cores,» *physica status solidi (b)*, vol. 252 (7), pp. 1540-1550, 2015.
- [115] L. Boldrin, S. Hummel, F. Scarpa, D. Di Maio, C. Lira, M. Ruzzene, C. Remillat, T. Lim, R. Rajasekaran et S. Patsias, «Dynamic behaviour of auxetic gradient composite hexagonal honeycombs,» *Composite Structures*, vol. 149, pp. 114-124, 2016.
- [116] G. J. Murray et F. Gandhi, «Auxetic honeycombs with lossy polymeric infills for high damping structural materials,» *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 24 (9), pp. 1090-1104, 2013.
- [117] S. Masmoudi, «Comportement mécanique et caractérisation par implant piézoélectrique ultrasonore intégré d'un matériau composite,» Thèse de doctorat, Université du Maine, Université de Sfax, 2013.
- [118] M. Kersani, S. V. Lomov, A. W. Van Vuure, A. Bouabdallah et I. Verpoest, «Damage in flax/epoxy quasi-unidirectional woven laminates under quasi-static tension,» *Journal of composite materials*, vol. 49 (4), pp. 403-413, 2015.

- [119] A. El mahi, «Contribution a la modelisation numerique et experimentale de l'endommagement par fissuration transverse des composites stratifies. Influence de la sequence d'empilement,» Phd thesis, Poitiers, 1991.
- [120] J.-I. Rebiere, «Modélisation du champ des contraintes créé par des fissures de fatigue dans un composite stratifié carbone/polymère,» Phd thesis, Poitiers, 1992.
- [121] A. Petras et M. Sutcliffe, «Failure mode maps for honeycomb sandwich panels,» *Composite structures*, vol. 44 (4), pp. 237-252, 1999.
- [122] I. M. Daniel, E. E. Gdoutos, K. A. Wang et J. L. Abot, «Failure modes of composite sandwich beams,» *International journal of damage mechanics*, vol. 11 (4), pp. 309-334, 2002.
- [123] D. Zenkert et M. Vikström, «Shear cracks in foam core sandwich panels: Nondestructive testing and damage assessment,» *Journal of Composites, Technology and Research*, vol. 14 (2), pp. 95-103, 1992.
- [124] D. Zenkert et M. Burman, «Failure mode shifts during constant amplitude fatigue loading of GFRP/foam core sandwich beams,» *International Journal of Fatigue*, vol. 33 (2), pp. 217-222, 2011.
- [125] F. Alila, Analyse de la tenue en fatigue de structures composites sandwich, thèse de doctorat, Nantes, 2017.
- [126] S. Masmoudi, A. El Mahi et S. Turki, «Fatigue behaviour and structural health monitoring by acoustic emission of E-glass/epoxy laminates with piezoelectric implant,» *Applied Acoustics*, vol. 108, pp. 50-58, 2016.
- [127] E. Maillet, C. Baker, G. N. Morscher, V. V. Pujar et J. R. Lemanski, «Feasibility and limitations of damage identification in composite materials using acoustic emission,» *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 75, pp. 77-83, 2015.
- [128] A. El Mahi, H. Daoud, J. L. Rebiere, I. Gimenez, M. Taktak et M. Haddar, «Damage mechanisms characterization of flax fibers–reinforced composites with interleaved natural viscoelastic layer using acoustic emission analysis,» *Journal of Composite Materials*, vol. 53 (18), pp. 2623-2637, 2019.
- [129] A. Bravo, L. Toubal, D. Koffi et F. Erchiqui, «Characterization of tensile damage for a short birch fiber-reinforced polyethylene composite with acoustic emission,» *Int J Mater Sci*, vol. 3 (3), pp. 79-89, 2013.
- [130] M. Bouchak, I. Farrow, I. Bond, C. Rowland et F. Menan, «Acoustic emission energy as a fatigue damage parameter for CFRP composites,» *International Journal of Fatigue*, vol. 29 (3), pp. 457-470, 2007.
- [131] M. B. Ameer, A. El Mahi, J.-L. Rebiere, I. Gimenez, M. Beyaoui, M. Abdennadher et M. Haddar, «Investigation and identification of damage mechanisms of unidirectional carbon/flax hybrid composites using acoustic emission,» *Engineering Fracture Mechanics*, p. 106511, 2019.

- [132] A. El Mahi, I. B. Salem, M. Assarar, R. Berbaoui, C. Poilane et R. El Guerjouma, «Analyse par emission acoustique de l'endommagement des materiaux,» chez *10ème Congrès Français d'Acoustique*, 2010.
- [133] M. Kersani, S. V. Lomov, A. W. Van Vuure, A. Bouabdallah et I. Verpoest, «Damage in flax/epoxy quasi-unidirectional woven laminates under quasi-static tension,» *Journal of composite materials*, vol. 49 (4), pp. 403-413, 2015.
- [134] M. Aslan, «Investigation of damage mechanism of flax fibre LPET commingled composites by acoustic emission,» *Composites Part B: Engineering*, vol. 54, pp. 289-297, 2013.
- [135] M. Habibi, G. Lebrun et L. Laperrière, «Experimental characterization of short flax fiber mat composites: tensile and flexural properties and damage analysis using acoustic emission,» *Journal of materials science*, vol. 52 (11), pp. 6567-6580, 2017.
- [136] S. Sikdar, P. Mirgal, S. Banerjee et W. Ostachowicz, «Damage-induced acoustic emission source monitoring in a honeycomb sandwich composite structure,» *Composites Part B: Engineering*, vol. 158, pp. 179-188, 2019.
- [137] A. Quispitupa, B. Shafiq, F. Just et D. Serrano, «Acoustic emission based tensile characteristics of sandwich composites,» *Composites Part B: Engineering*, Vols. %1 sur %235 (6-8), pp. 563-571, 2004.
- [138] B. Shafiq et A. Quispitupa, «Fatigue characteristics of foam core sandwich composites,» *International Journal of Fatigue*, vol. 28 (2), pp. 96-102, 2006.
- [139] W. Roundi, A. El Mahi, A. El Gharad et J.-L. Rebiere, «Acoustic emission monitoring of damage progression in glass/epoxy composites during static and fatigue tensile tests,» *Applied Acoustics*, vol. 132, pp. 124-134, 2018.
- [140] O. Faruk, A. K. Bledzki, H.-P. Fink et M. Sain, «Biocomposites reinforced with natural fibers: 2000--2010,» *Progress in polymer science*, vol. 37 (11), pp. 1552-1596, 2012.
- [141] A. Bourmaud, C. Morvan, A. Bouali, V. Placet, P. Perre et C. Baley, «Relationships between micro-fibrillar angle, mechanical properties and biochemical composition of flax fibers,» *Industrial Crops and Products*, vol. 44, pp. 343-351, 2013.
- [142] A. Lefeuvre, A. Bourmaud, C. Morvan et C. Baley, «Elementary flax fibre tensile properties: correlation between stress–strain behaviour and fibre composition,» *Industrial crops and products*, vol. 52, pp. 762-769, 2014.
- [143] V. Placet, O. Cissé et M. L. Boubakar, «Nonlinear tensile behaviour of elementary hemp fibres. Part I: Investigation of the possible origins using repeated progressive loading with in situ microscopic observations,» *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 56, pp. 319-327, 2014.
- [144] H. L. Bos, J. Müssig et M. J. van den Oever, «Mechanical properties of short-flax-fibre reinforced compounds,» *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 37 (10), pp. 1591-1604, 2006.

- [145] L. Yan, N. Chouw et K. Jayaraman, «Flax fibres and its composites - A review,» *Composites Part B: Engineering*, vol. 56, pp. 296-317, 2014.
- [146] A. A. Nasir, A. I. Azmi et A. N. M. Khalil, «Measurement and optimization of residual tensile strength and delamination damage of drilled flax fibre reinforced composites,» *Measurement*, vol. 75, pp. 298-307, 2015.
- [147] C. Baley et A. Bourmaud, «Average tensile properties of French elementary flax fibers,» *Materials letters*, vol. 122, pp. 159-161, 2014.
- [148] M. Khalfallah, B. Abbès, F. Abbès, Y. Q. Guo, V. Marcel, A. Duval et F. Rousseau, «Innovative flax tapes reinforced Acrodur biocomposites: A new alternative for automotive applications,» *Materials & Design*, vol. 64, pp. 116-126, 2014.
- [149] L. Averous, «Biodegradable multiphase systems based on plasticized starch: a review,» *Journal of Macromolecular Science, Part C: Polymer Reviews*, vol. 44 (3), pp. 231-274, 2004.
- [150] K. Oksman, M. Skrifvars et J. F. Selin, «Natural fibres as reinforcement in polylactic acid (PLA) composites,» *Composites science and technology*, vol. 63 (9), pp. 1317-1324, 2003.
- [151] R. Kumar, M. K. Yakubu et R. D. Anandjiwala, «Biodegradation of flax fiber reinforced poly lactic acid,» *EXPRESS polymer letters*, vol. 4, pp. 423-430, 2010.
- [152] A. Le Duigou, I. Pillin, A. Bourmaud, P. Davies et C. Baley, «Effect of recycling on mechanical behaviour of biocompostable flax/poly(lactide) composites,» *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 39(9), pp. 1471-1478, 2008.
- [153] A. Le Duigou, P. Davies et C. Baley, «Seawater ageing of flax/poly(lactic acid) biocomposites,» *Polymer Degradation and Stability*, vol. 94(7), pp. 1151-1162, 2009.
- [154] M. S. Huda, L. T. Drzal, A. K. Mohanty et M. Misra, «Effect of fiber surfacetreatments on the properties of laminated biocomposites from poly(lactic acid) (PLA) and kenaf fibers,» *Composites science and technology*, vol. 68 (2), pp. 424-432, 2008.
- [155] B. H. Lee, H. S. Kim, S. Lee, H. J. Kim et J. R. Dorgan, «Bio-composites of kenaf fibers in polylactide: role of improved interfacial adhesion in the carding process,» *Composites Science and Technology*, Vols. %1 sur %269(15-16), pp. 2573-2579, 2009.
- [156] T. Nishino, K. Hirao, M. Kotera, K. Nakamae et H. Inagaki, «Kenaf reinforced biodegradable composite,» *Composites science and technology*, vol. 63(9), pp. 1281-1286, 2003.
- [157] D. Plackett, T. L. Andersen, W. B. Pedersen et L. Nielsen, «. Biodegradable composites based on l-poly lactide and jute fibres,» *Composites science and technology*, vol. 63(9), pp. 1287-1296, 2003.
- [158] R. H. Hu, M. H. Jang, Y. J. Kim, Y. J. Piao et J. K. Lim, «Fully degradable jute fiber reinforced polylactide composites applicable to car interior panel,» *In Advanced Materials Research*, vol. 123, pp. 1151-1154, 2010.

- [159] V. D. e. a. Jahno, «Chemical synthesis and in vitro biocompatibility tests of poly (l-lactic acid),» *Journal of Biomedical Materials Research Part A*, vol. 83 (1), pp. 209-215, 2007.
- [160] R. B. T. H. N. A. N. Yusoff, «Tensile and flexural properties of polylactic acid-based hybrid green composites reinforced by kenaf, bamboo and coir fibers,» *Industrial Crops and Products*, vol. 94, pp. 562-573, 2016.
- [161] K. Okubo, T. Fujii et E. T. Thostenson, «Multi-scale hybrid biocomposite: processing and mechanical characterization of bamboo fiber reinforced PLA with microfibrillated cellulose,» *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 40 (4), pp. 469-475, 2009.
- [162] P. Subramani, S. Rana, B. Ghiassi, R. Figueiro, D. V. Oliveira, P. B. Lourenco et J. Xavier, «Development and characterization of novel auxetic structures based on re-entrant hexagon design produced from braided composites,» *Composites Part B: Engineering*, vol. 93, pp. 132-142, 2016.
- [163] X. Jin, Z. Wang, J. Ning, G. Xiao, E. Liu et X. Shu, «Dynamic response of sandwich structures with graded auxetic honeycomb cores under blast loading,» *Composites Part B: Engineering*, vol. 106, pp. 206-217, 2016.
- [164] F. Usta, F. Scarpa et H. S. Turkmen, «Edgewise compression of novel hexagonal hierarchical and asymmetric unit cells honeycomb metamaterials,» *Materials Today Communications*, p. 101102, 2020.
- [165] A. Alderson, K. Alderson, G. Chirima, N. Ravirala et K. Zied, «The in-plane linear elastic constants and out-of-plane bending of 3-coordinated ligament and cylinder-ligament honeycombs,» *Composites Science and Technology*, vol. 70 (7), pp. 1034-1041, 2010.
- [166] Standard A. D638, Standard test method for tensile properties of plastics, West Conshohocken: PA, ASTM, 2010.
- [167] ASTM C 365 : Standard Test Methods for Flatwise Compressive Strength of Sandwich Cores.
- [168] ASTM C393/C393M –16. Standard test method for core shear properties of sandwich constructions by beam flexure, West Conshohocken: PA: ASTM, 2016.
- [169] A. Likas, N. Vlassis et J. J. Verbeek, «The global k-mean clustering algorithm,» *Pattern recognition*, vol. 36 (2), pp. 451-461, 2003.
- [170] NOESIS software, advanced acoustic emission data analysis pattern recognition and neural networks, 2004.
- [171] G. W. Milligan et M. C. Cooper, «An examination of procedures for determining the number of clusters in a data set,» *Psychometrika*, vol. 50 (2), pp. 159-179, 1985.
- [172] A.-m. Abir, «Comportement des matériaux composites a fibres courtes : applications a l'impact basse vitesse,» 2008.

- [173] N. Godin, S. Huguet et R. Gaertner, «Integration of the Kohonen's self-organising map and k-means algorithm for the segmentation of the AE data collected during tensile tests on cross-ply composites,» *Ndt & E International*, vol. 38 (4), pp. 299-309, 2005.
- [174] A. Bravo, L. Toubal, D. Koffi et F. Erchiqui, «Development of novel green and biocomposite materials: Tensile and flexural properties and damage analysis using acoustic emission,» *Materials & Design*, vol. 66, pp. 16-28, 2015.
- [175] D. U. Shah, P. J. Schubel, M. J. Clifford et P. Licence, «Fatigue life evaluation of aligned plant fibre composites through S-N curves and constant-life diagrams,» *Composites Science and Technology*, vol. 74, pp. 139-149, 2013.
- [176] D. U. Shah, «Damage in biocomposites: Stiffness evolution of aligned plant fibre composites during monotonic and cyclic fatigue loading,» *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 83, pp. 160-168, 2016.
- [177] S. Liang, P. Gning et L. Guillaumat, «Comportement en fatigue des composites,» chez 17^{èmes} *Journées Nationales sur les Composites (JNC17)*, 2011, p. 75.
- [178] H. Daoud, Contribution à l'étude du comportement mécanique et vibratoire des composites biosourcés incorporant des matériaux fonctionnels, 2018.
- [179] A. Bezazi et F. Scarpa, «Tensile fatigue of conventional and negative Poisson's ratio open cell PU foams,» *International Journal of Fatigue*, vol. 31 (3), pp. 488-494, 2009.
- [180] J.-S. Huang et S.-Y. Liu, «Fatigue of honeycombs under in-plane multiaxial loads,» *Materials Science and Engineering: A*, Vols. 1 sur 2308 (1-2), pp. 45-52, 2001.
- [181] A. Abbadi, Z. Azari, S. Belouettar, J. Gilgert et P. Freres, «Modelling the fatigue behaviour of composites honeycomb materials (aluminium/aramide fibre core) using four-point bending tests,» *International Journal of Fatigue*, vol. 32 (11), pp. 1739-1747, 2010.
- [182] A. Alderson, K. Alderson, G. Chirima, N. Ravirala et K. Zied, «The in-plane linear elastic constants and out-of-plane bending of 3-coordinated ligament and cylinder-ligament honeycombs,» *Composites Science and Technology*, vol. 70, pp. 1034-1041.
- [183] A. El Mahi, M. K. Farooq, S. Sahraoui et A. Bezazi, «Modelling the flexural behaviour of sandwich composite materials under cyclic fatigue,» *Materials & design*, vol. 25, pp. 199-208, 2004.
- [184] W. Boukharouba, A. Bezazi et F. Scarpa, «Identification and prediction of cyclic fatigue behaviour in sandwich panels,» *Measurement*, vol. 53, pp. 161-170, 2014.
- [185] S. Prabhakaran, V. Krishnaraj et R. Zitoune, «Sound and vibration damping properties of flax fiber reinforced composites,» *procedia engineering*, vol. 97, pp. 573-581, 2014.
- [186] F. Duc, P.-E. Bourban, C. Plummer et J.-A. Mnson, «Damping of thermoset and thermoplastic flax fibre composites,» *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 64, pp. 115-123, 2014.

- [187] D. Mounier, C. Poilâne, H. Khelfa et P. Picart, «Sub-gigahertz laser resonant ultrasound spectroscopy for the evaluation of elastic properties of micrometric fibers,» *Ultrasonics*, vol. 54 (1), pp. 259-267, 2014.
- [188] C. W. De Silva, *Vibration : Fundamentals and Practice*, Crc press, 2006.
- [189] D. Gay, «Composite materials: design and applications,» chez *Third Edition*, CRC press, 2014.
- [190] ASTM E756e98: Standard Test Method for Measuring Vibration Damping Properties of Materials.
- [191] E. Lamanna, N. Gupta, P. Cappa, O. M. Strbik III et K. Cho, «Evaluation of the dynamic properties of an aluminum syntactic foam core sandwich,» *Journal of Alloys and Compounds*, vol. 695, pp. 2987-2994, 2017.
- [192] D. Young et R. P. Felgar, *Tables of Characteristic Functions Representing Nomal Modes of Vibration of a Beam*, University of Texas at Austin, 1949.
- [193] C. Lanczos, «An iteration method for the solution of the eigenvalue problem of linear differential and integral operators,» *J Res Natl Bur Stand*, vol. 45, pp. 255-282, 1950.

DOCTORAT

BRETAGNE SCIENCES

LOIRE POUR L'INGENIEUR



Le Mans
Université



Ecole Nationale
D'Ingénieurs De
Sfax

Titre : Développement et caractérisation statique et dynamique d'un composite sandwich à âme auxétique et à constituants naturels.

Mots clés : Composite, constituant naturel, auxétique, fatigue, vibration, émission acoustique

Résumé : Durant ces dernières années, les matériaux composites bio sourcés sont utilisés dans différents secteurs industriels suite à leurs intérêts environnementaux. L'utilisation d'une matrice biologique renforcée par des fibres végétales permet d'améliorer non seulement la protection environnementale mais aussi les performances mécaniques. D'autre part, les structures auxétiques ont émergées pour leurs hautes propriétés spécifiques performantes et surtout leurs grandes capacités d'absorption énergétique. Dans ce cadre, cette étude propose l'élaboration d'un matériau composite sandwich à âme auxétique en nid d'abeilles ré-entrantes et à constituant purement naturel. Cette structure a été élaborée par la méthode de fabrication additive. D'abord, le comportement statique en traction des peaux est analysé.

Les caractéristiques élastiques des éprouvettes imprimées suivant différentes directions sont déterminées. Par la suite, les propriétés mécaniques des âmes auxétiques en traction, en compression ainsi que celles des sandwiches en flexion et indentation ont été étudiées. Une analyse des mécanismes d'endommagement au cours des essais d'indentation est effectuée en utilisant la technique de l'émission acoustique. Ensuite, des essais expérimentaux et des modèles analytiques (et éléments finis) ont été menés pour déterminer le comportement en fatigue des sandwiches. Enfin, une étude du comportement vibratoire de la peau, d'âmes et des sandwiches est réalisée suite à une étude expérimentale et numérique par éléments finis. L'effet de chaque composant dans l'amortissement global est discuté.

Title : Development and static and dynamic characterization of a sandwich composite with auxetic core and natural constituents.

Keywords : Composite, natural constituent, auxetic, fatigue, vibration, acoustic emission

Abstract : In recent years, bio-based composite materials have been used in different industrial sectors due to their environmental interests. The use of a biological matrix reinforced with vegetable fibers makes it possible to improve not only environmental protection but also mechanical performance. On the other hand, auxetic structures have emerged as a result of their high specific properties and especially their great energy absorption capacities. In this context, this study proposes to develop a composite sandwich material with a re-entrant honeycomb core and a purely natural constituent. In order to build this structure, the additive manufacturing method was used. First, the static tensile behavior of the skins is analyzed.

The elastic characteristics of the printed specimens in different directions are determined. Subsequently, the mechanical properties of auxetic cores in tension and in compression as well as those of sandwiches in bending and indentation were developed. An analysis of damage mechanisms during indentation tests is performed using the acoustic emission technique. Then, experimental tests and analytical models were carried out to determine the fatigue behavior of the sandwiches. Finally, a study of the vibration behavior of the skin, cores and sandwiches is carried out using an experimental and numerical study by finite element. The contribution of each component in the global damping properties is discussed.