Remercîment & Dédicace

Ce travail est l'aboutissement d'un dur labeur et de beaucoup de sacrifices. Nos remerciements vont d'abord au Créateur de l'univers qui nous a dotés d'intelligence, et nous a maintenus en santé pour mener à bien ce travail.

J'offre premièrement de sincères et chaleureux remerciements à mon directeur de thèse, Dr Boutagouga Djamel. Docteur au département de génie civil, université de Larbi Tébessi, pour son enthousiasme à aider mon travail.

Je tiens également à exprimer ma gratitude à mon père Pr HARKATI EL-Haddi, professeur au département de génie civil, et mon Co-encadreur, pour tous ces efforts durant l'élaboration de ce travail. Je salue également son amabilité, sa patience, sa disponibilité, sa souplesse d'esprit et son savoir.

Je dédie un grand merci particulier au professeur Bezazi Abderrezak pour la confiance qu'il m'a accordée ainsi que le soutien moral qu'il a manifesté à mon égard m'a permis d'accumuler des expériences professionnelles et personnelles marquantes qui font de moi une personne grandie.

J'adresse aussi des remerciements aux professeurs Fabrizio Scarpa, et Pr Morvan Ouisse pour ces orientations, ces conseils et la disponibilité qu'elle nous a témoignés pour nous permettre de mener à bien ce travail.

Je tiens aussi à adresser mes remerciements à ma famille, et plus précisément à ma mère Leila, mon frère Oussama, ma sœur Isra, mon ami Bakr, qui m'ont toujours soutenu et poussé à continuer mes études. Ce présent travail a pu voir le jour grâce à leur soutien.

Enfin, on remercie tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin dans l'élaboration de ce travail.

La théorie, c'est quand on sait tout et que rien ne fonctionne.

La pratique, c'est quand tout fonctionne et que personne ne sait pourquoi !

Albert Einstein.

RÉSUMÉ

Les structures en nids-d'abeilles sont constituées d'une répétition de sous-structures régulièrement disposées et sollicitées dans l'espace. Le comportement d'une nouvelle conception de cellule en nid-d'abeilles est analysé par un modèle analytique raffiné développé et validé par des simulations numériques. À la différence des modèles classiques d'homogénéisation du nid d'abeilles, nous avons introduit tous les effets des mécanismes de déformations. L'homogénéisation de ces structures permet d'obtenir un solide homogène équivalent et de réaliser des simulations beaucoup plus efficaces. La modélisation numérique de structures en nid-d'abeilles est trop longue et fastidieuse en raison de la complexité de la structure. Contrairement aux méthodes classiques, les parois courbées sont prises en compte, conduisant à des propriétés mécaniques inhabituelles. Les nids-d'abeilles avec un coefficient de Poisson négatif dans le plan sont connus sous le nom auxétiques et offrent une amélioration des propriétés mécaniques telles que l'absorption d'impact, l'amortissement des vibrations. L'ajout d'une couche de matériau viscoélastique entre les peaux de panneaux en sandwichs permet d'intégrer l'amortissement à la structure, améliorant ainsi les propriétés dynamiques de la structure finale. Un modèle simple de caractérisation des solides viscoélastiques basés sur des modèles rhéologiques est utilisé. Il permet de faire le lien avec la viscoélasticité temporelle de type fluage ou relaxation et de proposer des modèles de description des modules dynamiques. Une description basée sur des caractéristiques complexes du matériau est donc plus apte à décrire la viscoélasticité dans ce domaine. L'amortissement des panneaux sandwich à cœurs en nid-d'abeilles est analysé avec plusieurs topologies de cellules de noyaux en matériaux viscoélastiques soumises aux divers chargements dynamiques. L'effet de la géométrie et des modules viscoélastiques de noyaux cellulaires sur les propriétés d'amortissement est analysé et commenté.

Le comportement à l'écrasement des tubes droits à parois minces a été déterminé et étudié sous une charge d'impact axiale. Le principal paramètre dans la conception de ces structures est la géométrie de la section transversale. Six sections transversales ont été étudiées par des simulations dynamiques par éléments finis. Les résultats des simulations ont montré que l'absorbeur d'énergie à section transversale courbée conventionnelle a une efficacité de la force d'écrasement la plus élevée.

Mots-clés **:** Panneaux sandwich, Nid-d'abeilles, Homogénéisation, Vibrations, Amortissement, viscoélastique, comportement à l'écrasement.

RESUME

Honeycomb structures are made of a repetition of regularly arranged substructures in space, the behaviour of a new honeycomb cell design is analysed by a refined analytical model developed and validated by numerical simulations. Unlike classical honeycomb homogenization models, we have introduced all the effects of deformation mechanisms. The homogenization of these structures makes it possible to obtain an equivalent homogeneous solid and to perform much more efficient simulations. Numerical modelling of honeycomb structures is too long due to the complexity of the structure. Unlike conventional methods, curved cell walls are taken into account, leading to unusual mechanical properties. Honeycombs with an in-plane negative Poisson's ratio is known as auxetics and offer improved mechanical properties such as impact absorption, vibration damping. The addition of a layer of viscoelastic material between the sandwich panel skins allows damping to be incorporated into the structure, thus improving the dynamic properties of the final structure. A simple model for characterizing viscoelastic solids based on rheological models is used. It makes it possible to make the link with the temporal viscoelasticity of creep or relaxation type and to propose models of description of dynamic moduli. A description based on complex characteristics of the material is therefore more apt to describe viscoelasticity in this area. The damping of honeycomb core sandwich panels is analysed with several topologies of core cells made of viscoelastic materials subjected to various dynamic loads. The effect of the geometry and viscoelastic moduli of cell core on the damping properties is analysed and commented on.

The crushing behaviour of straight thin-walled tubes was determined and investigated under axial impact load. The main parameter in the design of such structures is the geometry of the cross section. Six cross sections were studied by dynamic finite element simulations. The results of the simulations showed that the curved conventional cross-section energy absorber has the highest crushing force efficiency.

Keywords: sandwich panels, honeycomb, homogenization, vibrations, damping, viscoelastic, impact.

ملخص

تتكون هياكل خلايا النحل من تكرار الهياكل الأساسية المرتبة بانتظام في الفضاء، ويتم تحليل سلوك تصميم خلايا النحل الجديدة من خلال نموذج تحليلي مصقول تم تطويره والتحقق من صحته عن طريق المحاكاة الرقمية. على عكس نماذج التجانس الكلاسيكية على شكل خلايا النحل، فقد أدخلنا جميع تأثيرات آليات التشوه. يتيح تجانس هذه الهياكل الحصول على مادة صلبة متجانسة مكافئة وإجراء عمليات محاكاة أكثر كفاءة. النمذجة الرقمية لهياكل خلايا النحل طويلة جدًا نظرًا لتعقيد الهيكل. على عكس الطرق التقليدية، يتم أخذ جدران الخلايا المنحنية في الاعتبار، مما يؤدي إلى خصائص ميكانيكية غير اعتيادية. تُعرف خلايا النحل التي تحتوي على نسبة بواسون سالبة داخل المستوى باسم المواد المساعدة وتقدم خصائص ميكانيكية محسنة مثل امتصاص الصدمات والتخميد الاهتزازي. تسمح إضافة طبقة من مادة اللزوجة المرنة بين الألواح العازلة بإدراج التخميد في الهيكل، وبالتالي تحسين الخصائص الديناميكية للهيكل النهائي. تم استخدام نموذج بسيط لتوصيف المواد الصلبة اللزجة المرنة على أساس النماذج الريولوجية. مما يجعل من الممكن عمل الارتباط مع المرونة الزمنية للزحف أو نوع الاسترخاء واقتراح نماذج لوصف المعادلات الديناميكية. لذلك فإن الوصف الذي يعتمد على الخصائص المعقدة للمادة يكون أكثر ملاءمة لوصف اللزوجة المرنة في هذه المنطقة. يتم تحليل التخميد لألواح الساندويتش ذات قلب خلايا النحل باستخدام العديد من طبولوجيا الخلايا الأساسية المصنوعة من مواد لزجة مرنة تخضع لأحمال ديناميكية مختلفة. تم تحليل تأثير الهندسة والمرنات اللزجة لنواة الخلية على خصائص التخميد والتعليق عليها.

تم تحديد سلوك التكسير للأنابيب ذات الجدران الرقيقة المستقيمة وفحصها تحت حمل الصدم المحوري. المعلمة الرئيسية في تصميم هذه الهياكل هي هندسة المقطع العرضي. تمت دراسة ستة مقاطع عرضية عن طريق محاكاة العناصر المحدودة الديناميكية. أظهرت نتائج المحاكاة أن ماص الطاقة التقليدي ذو المقطع العرضي المنحني لديه أعلى كفاءة في قوة التكسير.

الكلمات الرئيسية: الألواح العازلة، خلايا النحل، التجانس التحليلي، الاهتزازات، التخميد، اللزوجة المرنة، طاقة التأثير

SOMMAIRE

CHAPITRE 01

1. GÉNÉRALITÉ SUR LE SUJET

1.1 Introduction _____ 6
1.2 Sandwichs à cœurs en nid-d'abeilles _____ 7
1.2.1 Âmes _____ 8
1.2.2 Peaux _____ 8
1.2.3 Domaine d'application des sandwichs en nid d'abeilles _____ 9
1.3 Caractérisation du Nid-d'abeilles _____ 11
1.4 Généralité sur les matériaux viscoélastiques _____ 12
1.5 Amortissement dans les plaques sandwich à cœur viscoélastique _____ 13
1.6 Comportement à l'écrasement (Choc) des sections tubulaires _____ 15
1.7 Récapitulation _____ 18
1.8 Références _____ 19

CHAPITRE 02

HOMOGÉNÉISATION ANALYTIQUE DES MODULES ÉLASTIQUES DANS ET HORS LE PLAN DES NIDS-D'ABEILLES À PAROIS COURBÉES

2.1 Homogénéisation analytique des constants élastiques dans le plan_____ 21
2.1.1 Modèle analytique raffiné _____ 24
2.1.2 Module d'élasticité E_1 : (direction-1) _____ 26
2.1.3 Module d'élasticité E_2 : (direction-2) _____ 27
2.1.4 Les coefficients de Poisson ν_{12} et ν_{21} _____ 29
2.1.5 Le module de cisaillement dans le plan G_{12} _____ 30
2.1.6 Modélisation par éléments finis _____ 33
2.1.7 Résultats et discussions des modules relatifs dans le plan _____ 35
2.1.7.1 Effet de la courbure sur les modules unis axiaux E_1 et E_2 _____ 35
2.1.7.2 Effet de la courbure sur les coefficients de Poisson (ν_{12} et ν_{21})__ 37
2.1.7.3 Effet de la courbure sur le module de cisaillement G_{12} _____ 39
2.1.7.4 Comparaison entre le modèle analytique et les simulations par éléments finis_____ 41
2.1.7.5 L'effet de la courbure des parois ($\alpha = r/l$) sur l'anisotropie____ 43
2.1.7.6 Résultats et Remarques _____ 44
2.1.8 Conclusions _____ 45
2.2 Homogénéisation analytique des constants élastiques hors plan _____ 46
2.2.1 Introduction et étude bibliographique _____ 46
2.2.2 Analyse théorique et modèle analytique _____ 49
2.2.2.1 La géométrie des cellules en nid d'abeille _____ 49
2.2.2.2 Détermination des modules de cisaillement hors plan _____ 52
2.2.2.3 Module de cisaillement hors plan G_{13} _____ 53
2.2.2.4 Module de cisaillement hors plan G_{23} _____ 56

2.2.2.5 Modèle de Kelsey [36] 58
2.2.2.6 Coefficient de Poisson hors plan 59
2.2.2.7 Module de Young hors plan E_3 59
2.2.3 Modélisation par Eléments Finis 60
2.2.4 Résultats et discussions des modules relatifs hors plan 62
2.2.4.1 Limites théoriques de $G_{23}{}^{Inf}/Gs$ et $G_{23}{}^{Sup}/Gs$ 63
2.2.4.2 Variation du module de cisaillement hors plan G_{13}/Gs en fonction de paramètres géométriques de nid d'abeilles 64
2.2.4.3 La variation du module de cisaillement hors plan G_{23}/Gs en fonction de paramètres géométriques de nid d'abeilles 66
2.2.4.4 Variation des modules de cisaillement hors plan (G_{13}/Gs et G_{23}/Gs) en fonction de la courbure relative pour des différents angles de cellule 69
2.2.4.5 Ajustement de G_{13}/Gs et G_{23}/Gs (courbe de tendance) 70
2.2.4.6 Variation du module d'élasticité hors plan E_3/Es en fonction des paramètres géométriques effectifs 73
2.2.4.7 L'effets du coefficient de poisson dans le plan ν_{12} sur les constants élastiques hors plan 76
2.2.4.8 L'effet de la densité sur les limites inférieures et supérieures des modules de cisaillement hors plan 76
2.2.5 Conclusion 78
2.3 Validation des modules élastiques par une analyse dynamique 80
2.3.1 Modèle en nid-d'abeilles (original) 80
2.3.2 Modèle équivalent homogénéisé 80
2.3.3 Simulations Numériques 81
2.3.4 Résultats et discutions 82
2.3.5 Conclusion 84
2.4 Références 84

CHAPITRE 03

COMPORTEMENT VISCOÉLASTIQUE ET MODÈLES RHÉOLOGIQUES

3.1 Introduction 89
3.2 Identification de la viscoélasticité 90
3.3 Caractéristiques des matériaux viscoélastiques 90
3.3.1 L'Essai de fluage 90
3.3.1.1 Déroulement de l'essai 91
3.3.2 L'Essai de Relaxation 92
3.3.3 L'Essai de Recouvrance 93
3.4 Forme intégrale de la superposition de Boltzmann pour le fluage et la relaxation 94
3.5 Modélisation du comportement mécanique des matériaux viscoélastiques 96
3.5.1 Modèle de Maxwell 96
3.5.2 Modèle de Maxwell généralisé 98
3.5.3 Modèle de Kelvin Voigt 99
3.5.4 Modèle de Kelvin-Voigt généralisé 101

3.5.5 Modèle de Zener (solide linéaire standard SLS) 101
3.5.6 Approche par module complexe 103
3.5.6.1 Module complexe du modèle de Maxwell 104
3.5.6.2 Module complexe du modèle de Kelvin Voigt 106
3.6 Comportement du module de stockage et de perte sous un chargement sinusoïdal 106
3.7 Séries de Prony 108
3.8 Modèle constitutif et lois de comportement 109
3.9 Étude sur les matériaux utilisés : PTFE, Polycarbonate 111
3.9.1 Le Polytétrafluoroéthylène (PTFE) 112
3.9.1.1 Détermination des paramètres viscoélastiques du PTFE 112
3.9.1.1.1 Essai de Fluage pour le PTFE [7] 112
3.9.1.1.2 Modules complexes pour le PTFE 117
3.9.2 Le polycarbonate 119
3.9.2.1 Détermination des paramètres viscoélastiques du Polycarbonate 120
3.9.2.1.1 Essai de Fluage pour le Polycarbonate [10] 120
3.10 Remarques et Conclusions 124
3.11 Références 126

CHAPITRE 04

COMPORTEMENT DYNAMIQUE DES PLAQUES SANDWICH À CŒUR EN NID-D'ABEILLES VISCOÉLASTIQUE

4.1 Introduction 128
4.2 Modélisation de la plaque sandwich 130
4.3 Géométrie des cellules suivant leur comportement conventionnel ou auxétique 130
4.4 Modèle dans le plan 132
4.5 Modèle hors plan 133
4.5.1 Le cœur de sandwich 133
4.5.2 Les Faces de sandwich 134
4.6 Modèles d'éléments finis 134
4.6.1 Modèle dans le plan 135
4.6.2 Modèle hors plan 135
4.6.3 Présentation des matériaux 136
4.6.4 L'interaction entre les différents composants 136
4.6.5 Les conditions aux limites 136
4.7 La procédure de l'analyse 138
4.8 Vibrations libres - fréquences naturelles 138
4.8.1 Résultats du modèle dans le plan 139
4.8.2 Résultat hors plan 140
4.8.3 L'effet de types de matériaux viscoélastiques sur la vibration libre des plaques sandwich 141
4.8.4 Déformées des six premiers modes de vibration pour les deux modèles 143

4.9 Vibrations forcées et Calcul de l'amortissement 144
4.9.1 Analyse dynamique direct en régime permanant 144
4.9.1.1 Méthode de la bande passante - Facteur de perte η_f 145
4.9.1.2 Résultats des modèles dans le plan et hors plan 146
4.9.2 Visco-analyse 148
4.9.2.1 Facteur de perte Quasi-statique 148
4.9.2.1.1 Résultats du modèle dans le plan 149
4.9.2.1.2 Résultats du modèle hors plan 150
4.9.2.2 Amortissement hystérétique 152
4.9.2.2.1 Résultat de l'amortissement hystérétique 153
4.10 Récapitulation 155
4.11 Remarques et conclusions 156
4.12 Références 157

CHAPITRE 05

COMPORTEMENT À L'ÉCRASEMENT DES STRUCTURES TUBULAIRES À PAROIS MINCES

5.1 Introduction et étude bibliographique 160
5.2 Capacité d'absorption d'énergie des structures 162
5.3 Paramètres d'évaluation de l'Absorption d'énergie 163
5.3.1 L'énergie absorbée totale 163
5.3.2 Force maximale d'écrasement 163
5.3.3 Force moyenne d'écrasement 164
5.4 Grandeurs caractéristiques de l'écrasement 164
5.4.1 Force d'Écrasement Efficace CFE 164
5.4.2 La capacité spécifique d'absorption d'énergie SEA 164
5.5 Influence de la géométrie de la section 165
5.6 Modélisation du phénomène 166
5.6.1 Présentation du Modèle d'éléments finis 166
5.6.2 Techniques de modélisation de l'écrasement 167
5.7 Résultats et discussions 171
5.7.1 Validation expérimentale 171
5.7.2 Énergie absorbée et charge moyenne pour les six sections 173
5.7.3 Calcul des grandeurs caractéristiques de l'écrasement et les Paramètres de résistance à l'écrasement pour tous les profils 175
5.7.4 Mécanisme d'effondrement et scénario de ruine des structures tubulaires 177
5.7.5 Effet des matériaux sur l'écrasement des sections tubulaires 178
5.8 Amélioration du comportement à l'écrasement des structures tubulaires 182
5.9 Conclusion 182
5.10 Références 183
CONCLUSION GENERALE 186
ANNEXE 01 189
ANNEXE 02 192

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE 01

Fig. 1.1	Panneaux sandwichs à cœur en nid d'abeille hexagonal……	**7**
Fig. 1.2	Différentes composantes des composites sandwich……..	**7**
Fig. 1.3	Divers matériaux pour l'âme…….....	**8**
Fig. 1.4	Divers matériaux pour les peaux……	**9**
Fig. 1.5	Applications des structures sandwich dans le domaine de génie civil……	**9**
Fig. 1.6	Applications des structures sandwich dans le domaine naval……	**10**
Fig. 1.7	Applications des structures sandwich dans le domaine des articles de sports…….....	**10**
Fig. 1.8	Applications des structures sandwich dans le secteur ferroviaire et aéronautique…….....	**11**
Fig. 1.9	Homogénéisation des nids-d'abeilles par un milieu anisotrope équivalent……	**12**
Fig. 1.10	Plaque en nid-d'abeilles à cœur viscoélastique……..	**14**
Fig. 1.11	Impact des longerons dans le domaine d'automobile……..	**17**
Fig. 1.12	Géométrie et topologie de section transversale des tubes……	**19**

CHAPITRE 02

Fig. 2.1	Architecture des cellules en nid- d'abeilles : a) Cellules à parois courbées b) Cellule avec talon [4].c) Hexagonale classique……	**23**
Fig. 2.2	Géométrie et sollicitations d'un quart de cellule a paroi courbée……	**24**
Fig. 2.3	Détails de la courbure pour les deux configurations (conventionnel et auxétique)……	**25**
Fig. 2.4	Les sollicitations en cisaillement de la cellule courbée……..	**30**
Fig. 2.5	Modèles numériques. (a) et (b) Conditions aux limites prises dans la simulation de la traction respectivement dans les directions 1 et 2. (c) Condition limite prise pour déterminer G_{12}. (d) Volume élémentaire représentatif utilisé dans la simulation (V.E.R)……..	**34**
Fig. 2.6	Module élastique normalisé dans la première direction E_1/ Es en fonction de l'angle de cellule pour des différents de rayon de courbure normalisés ($\beta=1, \gamma=0.05$)……	**35**
Fig. 2.7	Module élastique normalisé dans la deuxième direction E_2/ Es en fonction de l'angle de cellule pour différents rapports de rayon de courbure normalisés ($\beta=1, \gamma=0.05$)……	**36**
Fig. 2.8	Coefficient de Poisson ν_{12} en fonction de l'angle de cellule pour différents rayons de courbure normalisés pour ($\beta=1, \gamma=0.05$)……..	**37**
Fig. 2.9	Coefficient de Poisson ν_{21} en fonction de l'angle de cellule pour différents rayons de courbure normalisés pour ($\beta=1, \gamma=0.05$)……..	**38**
Fig. 2.10	Rapport de coefficient de poisson ν_{12} par rapport au rapport de rayon de courbure ($\alpha = r / l$) pour les trois configurations « θ égale a –30, 0 et +30 degré »…….	**39**

Fig. 2.11 Module de cisaillement normalisé G_{12}/Es en fonction de l'angle de cellule pour différents rayons de courbure normalisés ($\beta=1, \gamma=0.05$) **40**
Fig. 2.12 Présentation 3D du module de cisaillement G_{12}/Es en fonction de l'angle de cellule θ pour différents rayons de courbure normalisés α pour $(\beta=a/l=1, \gamma=t/l=0.05)$..... **41**
Fig. 2.13 Comparaison des résultats analytiques et numériques du module de cisaillement normalisé G_{12}/Es en fonction de l'angle de la cellule et pour une courbure relative (α=0.2)..... **43**
Fig. 2.14 Evolution de l'anisotropie en fonction du rapport de courbure des parois (r/l)……. **44**
Fig. 2.15 Paramètres géométriques de la cellule en nid d'abeille avec les modules pour chaque direction…….. **50**
Fig. 2.16 Géométrie pour un quart de la cellule en nid d'abeilles…….. **50**
Fig. 2.17 Plages faisables d'angles θ en fonction de β pour différents rapports d'aspect r/l……. **51**
Fig. 2.18 La moitié de la cellule a) Déformations de cisaillement due a la déstortion γ_{13} *b*) La distribution de la contrainte de cisaillement τ_{13}.. **53**
Fig. 2.19 Paramètres géométriques de la partie courbe ……. **54**
Fig. 2.20 Moitié de la cellule sous contrainte / déformation de cisaillement *b*) Distribution de la contrainte de cisaillement τ_{13}. *a*) Déformations de cisaillement due a la déstortion γ_{23} ……. **56**
Fig. 2.21 Les éléments unitaires du modèle « Kelsey »……. **58**
Fig. 2.22 Description du modèle numérique (*a*) Élément de volume représentatif (VER) : *b*) Conditions aux limites appliquées pour simuler G_{13} ……. **61**
Fig. 2.23 Rapports des limites théoriques supérieure et inférieure $G_{23}^{Sup\ et\ Inf}/Gs$ par rapport aux rapports de courbure $\alpha = r/l$ et l'angle de cellule interne θ ($\beta=1, \gamma=1/30$)…….. **63**
Fig. 2.24 Effet de l'épaisseur relative de la jauge b/l sur le module de cisaillement non dimensionnel (G_{13}/G_S) en fonction de l'angle de cellule interne pour différents rapports de courbure $\alpha = r/l$ et pour : *a*): $\alpha = r/l$ = 2/30. *b*) : $\alpha = r/l$ = 5/30. *c*) : $\alpha = r/l$ = 10/30…… **66**
Fig. 2.25 Effet de l'épaisseur relative de la jauge b/l sur le module de cisaillement non dimensionnel (G_{23}/G_S) en fonction de l'angle de cellule interne pour différents rapports de courbure $\alpha = r/l$ (*a*): $\alpha = r/l$ = 2/30. (*b*) : $\alpha = r/l$ = 5/30. (*c*) : $\alpha = r/l$ = 10/30…… **68**
Fig. 2.26 Modules de cisaillement hors plan en fonction des rapports de courbure $\alpha = r/l$ pour différents angles de cellule internes : *a*) G_{13}/Gs . *b*) G_{23}/Gs …… **70**
Fig. 2.27 Module de cisaillement relatif G_{23}/Gs en fonction du rapport d'aspect b/l pour des différent valeur de α: a) $\alpha = r/l = 0$. *b*) $\alpha = r/l = 5/30$ *c*) $\alpha = r/l = 10/30$ …….. **73**
Fig. 2.28 Module de Young relatif E_3/E_s en fonction du rapport de courbure $\alpha = r/l$ et l'angle interne de la cellule θ, pour (β = 1, γ = 1/30)…… **74**
Fig. 2.29 L'évolution de E_3/Es pour β = 1, γ = 0,05 en fonction de : a) Angle de cellule interne θ b) Rapports de courbure de cellule $\alpha = r/l$….. **75**
Fig. 2.30 Représentation multiaxe du module hors plan pour $\alpha = r/l$ = 0.3….. **76**

Fig. 2.31 Variation du rapport (G_{ij}/G_s) / (ρ / ρ_s) en fonction des paramètres géométriques effectifs : *a*) (G_{13}^{upper}/G_s) / (ρ / ρ_s) , *b*) (G_{13}^{Lower}/G_s) / (ρ / ρ_s) *c*) (G_{23}^{upper}/G_s) / (ρ / ρ_s) , *d*) (G_{23}^{Lower}/G_s) / (ρ / ρ_s) …….. **77**
Fig. 2.32 (a) Poutre console en cœur en nid-d'abeilles (b) Détail et dimensions de la cellule unitaire du cœur……. **80**
Fig. 2.33 Poutre en nid-d'abeilles et poutre homogénéisée équivalente …….. **81**
Fig. 2.34 Comparaison de la réponse en fréquences des huit premiers modes pour les deux modèles…… **83**

CHAPITRE 03

Fig. 3.1 Essai de fluage…… **91**
Fig. 3.2 Essai de relaxation…….. **93**
Fig. 3.3 Essai de recouvrance…….. **93**
Fig. 3.4 Modèle analogique de Maxwell……. **96**
Fig. 3.5 Modèle de Maxwell généralisé……... **99**
Fig. 3.6 Modèle de Kelvin-Voigt ……. **99**
Fig. 3.7 Modèle de Kelvin-Voigt généralisé …… **101**
Fig. 3.8 Modèle de Zener (SLS)…….. **101**
Fig. 3.9 La réponse d'un matériau viscoélastique soumis à une contrainte sinusoïdale…….. **106**
Fig. 3.10 Fluage d'une éprouvette viscoélastique…….. **111**
Fig. 3.11 Le PTFE sous forme de tissu et des sections géométriques et sa désignation moléculaire ……. **112**
Fig. 3.12 Variation du module de Complaisance *D(t)* en fonction du temps pour le PTFE (σ = 12MPa) pour les deux approches (Expérimentale et Numérique……... **112**
Fig. 3.13 Courbes maîtresses représentant l'évolution des modules de relaxation (*E(t), K(t), G(t)*) et de complaisance (*D(t)*) en fonction de temps en échelle semi logarithmique pour le PTFE…….. **115**
Fig. 3.14 Evolution du module de relaxation normalisé $G_R(t)/G_0$ en fonction du temps pour le PTFE…….. **117**
Fig. 3.15 Variation du module de stockage normalisé G_S , module de perte normalisé G_L et le facteur de perte η en fonction de la fréquence pour le PTFE…….. **118**
Fig. 3.16 Le Polycarbonate sous forme des plaques sandwich et de panneau de toiture et ça structure moléculaire……... **119**
Fig. 3.17 Comparaison de la courbe de complaisance obtenue expérimentalement *D(t)* avec la courbe du spectre déduit par la méthode analytique pour le Polycarbonate. (σ = 50.8 *MPa*)…….. **120**
Fig. 3.18 Courbes maîtresses représentant l'évolution des modules de relaxation (*E(t), K(t), G(t)*) et de complaisance (*D(t)*) en fonction de temps en double logarithmique pour le Polycarbonate…….. **121**
Fig. 3.19 Variation du module de relaxation normalisé $G_R(t)/G_0$ en fonction du temps pour le *Polycarbonate* …….. **122**
Fig. 3.20 Variation des modules dynamiques Normalisés en fonction de la fréquence pour le Polycarbonate. a) Module de stockage Normalisé G_s/G_0, b) Module de perte Normalisé G_L/G_0. c) Facteur de perte $\eta = G_L/G_s$…….. **123**

CHAPITRE 04

Fig. 4.1 Définition des différentes topologies de cellules utilisées suivant la valeur et le signe du coefficient de poisson ν_{12} pour les angles de cellules [-30°… 30°] et pour (classique *r/l=0* et courbé *r/l=0.2*)……. **131**

Fig. 4.2 Dimensions des modèles dans le plan pour toutes les configurations. **133**

Fig. 4.3 Dimensions du modèle hors le plan pour toutes les configurations…. **133**

Fig. 4.4 Peaux de la plaque sandwich ……..……..…….. **134**

Fig. 4.5 Maillage du modèle hors plan par des éléments coque S4R……. **135**

Fig. 4.6 Les conditions aux limites du modèle dans le plan…… **137**

Fig. 4.7 Les conditions aux limites du modèle hors plan…… **137**

Fig. 4.8 Variation de la fréquence pour les dix premiers modes de vibration (Aluminium)…… **140**

Fig. 4.9 Variation de la fréquence pour les dix premiers modes…….. **141**

Fig. 4.10 Comparaison de la variation de la fréquence modale pour les 3 trois matériaux et pour : a) C–Conv, b) C-Auxt……. **142**

Fig. 4.11 Les six premiers modes de vibration pour les deux modèles : a) dans le plan b) hors plan…… **143**

Fig. 4.12 Courbe de réponse en fréquence pour un système faiblement amorti **146**

Fig. 4.13 Comparaison de la réponse en fréquence pour les cinq configurations pour le modèle dans le plan……. **147**

Fig. 4.14 Comparaison de réponse en fréquence pour les cinq configurations pour le modèle hors plan……. **147**

Fig. 4.15 Amplitude de la charge harmonique…… **148**

Fig. 4.16 Variation de l'énergie de déformation élastique en fonction du temps pour le modèle dans le plan……. **149**

Fig. 4.17 Variation de l'énergie dissipée par viscoélasticité en fonction du temps pour le modèle dans le plan……... **149**

Fig. 4.18 Variation de l'énergie de déformation élastique en fonction du temps pour le modèle hors plan …… **151**

Fig. 4.19 La variation de l'énergie dissipé par viscoélasticité en fonction du temps pour le modèle hors Plan …….. **151**

Fig. 4.20 Courbe d'amortissement hystérétique …… **152**

Fig. 4.21 Courbe d'amortissement hystérétique pour le modèle dans le plan et pour C-Auxt……..…….. **153**

Fig. 4.22 Courbe d'amortissement hystérétique pour le modèle hors plan et pour C-Auxt……. **153**

CHAPITRE 05

Fig. 5.1 Mode d'écrasement Stable et Instable……. **162**

Fig. 5.2 Définition des paramètres caractérisant la performance d'absorption d'énergie (Diagramme force-déplacement typique)…… **163**

Fig. 5.3 Schémas de l'impact d'un tube…… **169**

Fig. 5.4 Modèle éléments finis utilisé pour modéliser le phénomène…….. **170**

Fig. 5.5 La géométrie des sections…… **170**

Fig. 5.6 Comparaison entre les résultats expérimentaux [31] et la méthode d'*EF* de la variation de la force d'écrasement en fonction du temps… **173**

Fig. 5.7 Courbe Force – Déplacement pour les résultats expérimentaux [31] et la méthode d'EF…….. **173**
Fig. 5.8 Définition d'énergie absorbée et la charge moyenne sous forme de la courbe typique de force - déplacement d'un tube en mode d'écrasement…… **174**
Fig. 5.9 Courbes force-déplacement pour les six sections…… **176**
Fig. 5.10 Comparaison des paramètres de résistance aux chocs pour les six types de sections (a) F_{max} la Force de pointe (b) *Es* l'énergie Absorbée, (c) *SEA* - l'énergie Absorbée spécifique (d) *CFE* - l'efficacité de la force d'écrasement…… **177**
Fig. 5.11 Évolution de la force et le taux d'écrasement progressif du tube circulaire en fonction du temps…… **179**
Fig. 5.12 Courbe Force - Déformation d'un écrasement stable d'une structure circulaire sous l'effet de divers types de matériaux……. **182**
Fig. 5.13 Energie d'absorption spécifique *SEA* des matériaux et stratifies utilisés…… **183**

LISTE DES TABLEAUX

CHAPITRE 02

Tab 2.1 Les modules élastiques dans le plan de la cellule nid-d'abeilles a paroi courbée …… **32**

Tab 2.2 Résultats analytiques comparés aux résultats numériques calculés pour E_s=70000 MPa et pour : (a) les modules d'élasticité normalisés (E_1 et E_2) et (b) les coefficients de Poisson (ν_{12} et ν_{21})……. **42**

Tab 2.3 Les conditions aux limites appliquées pour simuler les modules hors plan……... **60**

Tab 2.4 Les modules élastiqués dans les différentes directions…… **81**

Tab 2.5 Comparaison des fréquences modales pour les deux modèles……. **83**

CHAPITRE 04

Tab 4.1 Les Paramètres géométriques et les modules élastiques effectifs des cinq cellules étudiées……. **132**

Tab 4.2 Caractéristiques mécaniques des matériaux viscoélastiques utilisés……..... **136**

Tab 4.3 Les fréquences des dix premiers modes pour les différentes Topologies dans le plan (Aluminium)……. **139**

Tab 4.4 Valeur de la fréquence pour chaque mode et configuration hors plan (Aluminium)…… **140**

Tab 4.5 Les fréquences naturelles des dix premiers modes pour les trois matériaux et les deux topologies (Modèle hors plan)…….. **142**

Tab 4.6 Les facteurs de perte η_f pour les configurations étudiés dans et hors plan……... **148**

Tab 4.7 Les Facteurs de parte quasi statique pour le modèle dans le plan……..... **150**

Tab 4.8 Facteurs de perte quasi statique pour le modèle hors plan…..... **150**

Tab 4.9 Valeur des facteurs de perte hystérétique η_{Hys} pour les deux modèles dans le plan et hors plan…… **153**

Tab 4.10 Les facteurs de perte des différentes analyses et pour les cinq topologies de cellules…….. **155**

CHAPITRE 05

Tab 5.1 Géométries et dimensions de la section des spécimens pour t = 2.0 mm ; L=350 mm…… **171**

Tab 5.2 Récapitulatif des paramètres pour l'acier A36……. **172**

Tab 5.3 Résultats des simulations d'écrasement - résume des cinq paramètres de résistance à l'écrasement pour chaque spécimen……. **176**

Tab 5.4 Les propriétés mécaniques des deux matériaux T800/M18 et E-Glass pour les stratifier utilisés $[\pm 45]_S$ et $[0_2]_S$ …….. **180**

Tab 5.5 Propriétés du matériau et paramètre du modèle Johnson-Cook pour l'aluminium AA7075 [30]…… **181**

NOTATIONS ET SYMBOLES

---------- **CHAPITRE 02** ----------

MEF	Methode des éléments finis.
EF	Elément finis.
NIDA	Nid-d'abeilles.
VER	Volume élémentaire représentatif.
ZPR	Coefficient de Poisson nul (Zero Poisson Ratio).
A	Section transversale des parois de base.
V	Volume des parois de la cellule.
a	La base de la cellule.
l	Longueur de la cellule.
θ	Angle interne de la cellule.
r	Le rayon de courbure des parois.
t	L'épaisseur des parois.
b	Profondeur de la cellule (selon la troisième direction).
c	Longueur de la partie courbée.
α	Rapport de courbure.
β	Rapport de la base de cellule.
γ	Rapport de l'épaisseur des parois.
E_1, E_2	Module de Young selon les directions 1 et 2.
E_3	Module de Young selon la direction 3.
E_s (E)	Module de Young du matériau de base.
E_1/E_2	Rapport de l'anisotropies.
G_{12}	Module de cisaillement dans le plan 1-2.
G_{12} / Es	Module de cisaillement normalisé dans le plan 1-2.
G_{13} & G_{23}	Modules de cisaillement hors le plan (Plan 1-3 et 2-3).
G_{13}^{Sup}	La limite supérieure du module de cisaillement (Plan 1-3).
G_{13}^{inf}	La limite inférieure du module de cisaillement (Plan 1-3).
G_{23}^{Sup}	La limite supérieure du module de cisaillement (Plan 2-3).
G_{23}^{inf}	La limite inférieure du module de cisaillement (Plan 2-3).
G_s	Module de cisaillement du matériau.
v_{12}, v_{21}	Coefficients de poisson dans le plan 1-2.
v_{13}, v_{31}	Coefficients de poisson dans le plan 1-3.
v_{23}, v_{32}	Coefficients de poisson dans le plan 2-3.
v_s	Coefficient de poisson du matériau.
ρ / ρ_s	La densité normalisé des cellules.
ρ_s	La densité du matériau.
u_1, u_2	Déplacements dans les deux direction 1 et 2.
ε_1, ε_2	Déformations dans le plan 1 - 2.
γ_{13}, γ_{23}	Distorsions dans les deux plan 1-3 et 2-3.
τ_{13}, τ_{23}	Contraintes de cisaillement dans les deux plan 1-3 et 2-3.
U	L'énergie de déformation élastique.
N	La force axiale.
T	La force de cisaillement.
M	Le moment de flexion interne.
G	Le module de cisaillement.

A^*	La section réduite par cisaillement.
I	Le moment d'inertie de la surface.

---------- **CHAPITRE 03** ----------

ODE	Equation différentielle ordinaire (*Ordinary Differential Equation*).
Y_{ti}	La fonction de Heaviside.
$J(t_1, t)$	La fonction de retard.
$E(t)$	La fonction de relaxation.
$J(t)$	La fonction de fluage.
$D(t)$	La fonction de complaisance
$G(t)$	La rigidité transversale (Module de cisaillement).
$K(t)$	Module de compressibilité.
$\lvert E(\omega)\rvert$	Le module dynamique.
$E(\omega)$	Le module complexe du matériau.
$\Re[E(\omega)]$	Le module de stockage.
$\Im[E(\omega)]$	Le module de perte.
ω	La fréquence.
$\mathcal{L}$ & $\mathcal{L}^{-1}$	Transformé de Laplace & L'inverse.
$\bar{C}(s)$	Le module de complaisance au fluage.
$\bar{S}(s)$	Le module de relaxation au fluage
ε_1 et ε_2	Les déformations du ressort et l'amortisseur, respectivement.
σ_1 et σ_2	Les contraintes dans le ressort et l'amortisseur, respectivement.
η	La viscosité (Le facteur de perte (dissipation)).
E	La rigidité du ressort.
$\dot{\varepsilon}_i$	La vitesse de déformation.
τ	Rapport viscosité/ rigidité.
$\sigma_f(t)$	La contrainte totale pour le modèle généralisé de Maxwell.
$E_f(t)$	La fonction de relaxation pour le modèle généralisé de Maxwell.
$J_{tot}(t)$	La fonction de fluage du modèle de Kelvin généralisé.
E'	Le module de conservation.
E''	Le module de perte.
D	Facteur de perte calculé à partir de la tangente entre E' et E''.
σ_0	L'amplitude maximale de la contrainte pour chaque cycle.
ε_0	La déformation maximale.
δ	L'angle de phase.
G_0, K_0	Le module de cisaillement et de compressibilité instantané (pour un temps $t = 0$).
$G^*(i\omega)$	Le module de relaxation de cisaillement dans le domaine fréquentiel.
$G_s(\omega)$	Le module de stockage dans le domaine fréquentiel.
$G_L(\omega)$	Le module de perte dans le domaine fréquentiel.
G_∞	Module de relaxation à long terme.
$G_R(t)/G_0$	Module de relaxation normalisé.
G_S/G0	Module de stockage normalisé.
G_L/G_0	Module de perte normalisé.

g_k , τ_k	Les constantes de la série Prony de matériau.
d_0	La valeur de la complaisance pour (t =0).
d_i	La valeur de la complaisance pour un temps caractéristique.
τ_i^D	Les temps caractéristiques pour La fonction de fluage
τ_i^K	Les temps caractéristiques pour le module de compressibilité.
τ_i^G	Les temps caractéristiques pour le module de cisaillement.
l_0	Longueur initiale de l'éprouvette.

---------- **CHAPITRE 04** ----------

E_s	Module de Young du matériau de base
E_1/E_s	Module de Young normalisé selon la direction 1.
E_2/E_s	Module de Young normalisé selon la direction 2.
E_3/E_s	Module de Young normalisé selon la direction 3.
G_{12}	Module de cisaillement dans le plan 1-2.
G_{12} / Es	Module de cisaillement normalisé dans le plan 1-2.
$(G_{13}/Gs)^{Sup}$	La limite supérieure du module de cisaillement normalisé (Plan 1-3).
$(G_{13}/Gs)^{Inf}$	La limite inférieure du module de cisaillement normalisé (Plan 1-3).
$(G_{12}/Gs)^{Sup}$	La limite supérieure du module de cisaillement normalisé (Plan 2-3).
$(G_{23}/Gs)^{Inf}$	La limite inférieure du module de cisaillement normalisé (Plan 2-3).
G_s	Module de cisaillement du matériau.
v_{12}, v_{21}	Coefficients de poisson dans le plan 1-2.
v_{13}	Coefficient de poisson dans le plan 1-3.
v_{23}	Coefficient de poisson dans le plan 2-3
v_s	Coefficient de poisson du matériau.
ρ / ρ_s	La densité normalisé des cellules.
ρ_s	La densité du matériau
U_1, U_2 et UR_3	Le déplacement selon la direction 1, 2 ; La rotation autour de la direction 3.
U_3, UR_1, UR_2	Le déplacement selon la direction 3 ; La rotation autour des directions 1 et 2.
f_{M1}	La fréquence correspondante avec le premier mode de vibration.
η_f	Le facteur de perte calculé à partir de l'analyse de la réponse en fréquence.
P_{max}	L'amplitude du pic de résonance dans la réponse en fréquence.
f_1 et f_2	Les fréquences correspondant aux demi-points de puissance
η_q	Le facteur de perte Quasi statique
D_q (EDV)	Energie Dissipée par Viscoélasticité au cours d'un cycle de chargement.
U_q (EDS)	Énergie de Déformation élastique du Système.
η_{Hys}	Facteur de perte hystérétique.
C-Auxt	Cellule a paroi courbé auxétique
C-Conv	Cellule a paroi courbé conventionnelle
P-Zero	Cellule qui possède un coefficient de poisson nul.
H-Conv	Cellule hexagonale conventionnelle.
H-Auxt	Cellule hexagonale Auxétique.

---------- **CHAPITRE 05** ----------

E_s	L'énergie totale absorbée.
F	La force d'écrasement dans la direction axiale.
F_{max}	La force d'écrasement maximale
F_{moy}	La force d'écrasement moyenne
u	Le déplacement.

δ_{max}	Le déplacement axial maximum
CFE	L'efficacité de la force d'écrasement (Crash Force Efficacy).
SEA	La capacité spécifique d'absorption d'énergie (Specific Energy Absorption).
$[M]$	La matrice de masse.
$[c]$	La matrice d'amortissement
$[K]$	La matrice de rigidité.
F_{ext}	Les charges nodales externes,
F_{int}	Les forces de résistance internes de la déformation du matériau.
m	La masse du corps rigide.
v_0	La vitesse de corp rigide.
R	Rayon de la section circulaire.
C	Côté de la section carré.
σ_{crit}	Contrainte équivalente selon le critère de von Mises.
$\bar{\varepsilon}^{pl}$ & $\dot{\bar{\varepsilon}}^{pl}$	Déformation plastique équivalente et la vitesse de déformation équivalente.
$\dot{\bar{\varepsilon}}_0$	Vitesse de déformation de référence
A	Limite d'élasticité.
B & n	Traduisent l'écrouissage.
C & m	La sensibilité à la vitesse de déformation et la sensibilité à la température
T & T_{room} & T_{melt}	Respectivement, la température, la température initiale et la température de fusion.

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Les matériaux structurels en nid-d'abeilles artificiel ont une géométrie qui permet de minimiser la quantité de matériau utilisé pour atteindre un poids minimal et un coût de matériau minimal. Les structures en nid-d'abeilles artificielles sont fabriquées en utilisant une variété de matériaux, en fonction de l'application prévue et des caractéristiques requises, les noyaux alvéolaires appelés aussi âme creuse sont aujourd'hui fabriqués à l'intermédiaire du processus d'expansion et le processus d'ondulation à partir de matériaux composites tels que le plastique renforcé de verre (aussi connu comme la fibre de verre). En combinaison avec deux peaux appliquées sur le nid d'abeille, la structure offre un panneau sandwich avec une excellente rigidité pour un poids minimal. Les formes couramment utilisées sont les cellules hexagonales régulières et souvent variée pour répondre à différentes applications d'ingénierie. La structure en nid d'abeille composée de 95 % de vide utilise peu de matière tout en assurant des propriétés mécaniques élevées. Actuellement, les concepteurs n'ont pas suffisamment de connaissances des avantages et des utilisations des matériaux sandwich malgré les applications nombreuses et assez variées ; mais jamais en tant qu'éléments primaires. Les structures en sandwich offrent de grandes potentialités aux concepteurs dans des secteurs très divers.

Les propriétés d'un solide cellulaire dépendent non seulement des matériaux le constituant, mais aussi de la géométrie de la cellule. Cette contribution est consacrée à l'homogénéisation analytique et numérique des propriétés mécaniques dans le plan et hors plan des modules d'élasticité d'une nouvelle topologie de cellule en nid-d'abeilles. La raison d'être de ce concept est la présence d'une paroi de base avec un arrondi, ce nouveau type de conception présente un coefficient de Poisson négatif dans le plan. Nous explorons la solution basée sur la théorie de l'élasticité pour calculer les modules élastiques et les coefficients de Poisson dans le plan du nid-d'abeilles à parois courbées en fonction des paramètres géométriques et mécaniques sous l'effet d'un chargement axial dans le plan en tenant compte des effets des différentes combinaisons des sollicitations dans la paroi. Cela permettra de valider le modèle et de fournir une meilleure compréhension de son comportement. Le modèle analytique est évolué et raffiné avec une complexité accrue pour apporter à la fois le modèle d'éléments finis (EF) et le modèle analytique à un accord plus proche.

Les modules de cisaillement équivalents de l'âme en nid-d'abeilles dans les deux directions ont été étudiés. Les principes énergétiques ont permis d'obtenir les bornes supérieures et inférieures

de ces modules. Nous avons également effectué des simulations numériques avec les éléments de poutres et de coques pour valider nos modèles d'homogénéisation. Un très bon accord a été trouvé entre les résultats du modèle analytique et ceux du modèle numérique.

Les vibrations des structures composites sont très indésirables puisqu'elles peuvent causer des dysfonctionnements dans la structure et des problèmes de transmission des vibrations à d'autres systèmes, néanmoins, il est possible de limiter leurs amplitudes grâce à des techniques de réduction de vibrations. Les matériaux viscoélastiques sont capables de transformer l'énergie vibratoire de la structure à une énergie dissipée sous forme de chaleur. Cette nature amortissante de ces matériaux dépend des propriétés micromécaniques des polymères constitutifs.

Cette étude concerne l'identification des caractéristiques viscoélastiques linéaires des matériaux polymères souples et durs. Celles-ci peuvent être représentées dans le domaine des fréquences par des modules complexes. Le fluage et la relaxation sont des essais qui permettent de bien caractériser un matériau pour des phénomènes d'une durée suffisamment longue (minute, heure, jour...). Mais lorsqu'ils sont beaucoup plus rapides, les tests dynamiques s'avèrent nécessaires, avec une description du comportement viscoélastique dans le domaine fréquentiel. Une description basée sur des caractéristiques complexes du matériau est donc plus apte à décrire la viscoélasticité dans ce domaine. Dans cette approche, la partie réelle de ces caractéristiques est liée à l'élasticité tandis que la partie imaginaire correspond à la dissipation. Deux approches de la viscoélasticité sont utilisées dans ce travail : une approche dans le domaine temporel, et une approche dans le domaine fréquentiel. Les deux domaines sont équivalents, et l'on peut passer de l'une à l'autre en utilisant la transformée de Laplace, ou une transformée de Laplace inverse. En général, l'amortissement d'un composant peut être augmenté en introduisant un matériau ou en variant les dispositions et les paramètres géométriques. Les techniques passives d'amortissement par atténuation des vibrations structurales utilisent l'intégration ou l'ajout de matériaux possédant des propriétés amortissantes, couplés à la structure de telle façon que les vibrations de la structure sont amorties passivement (sans aucune intervention extérieure supplémentaire). Les structures sandwich avec un cœur en matériaux polymères viscoélastiques constituent des traitements très efficaces pour réduire les amplitudes de résonance de structures vibrantes, et pour prédire le comportement vibratoire de ces structures sandwich dans des milieux variés, des méthodes numériques basées sur le calcul par la méthode EF sont indispensables comme le code ABAQUS qui est utilisé le long de ce travail.

L’objectif des concepteurs du secteur de la sécurité automobile est de fabriquer des véhicules capables de résister aux collisions. La sécurité des passagers et les composants du véhicule sont assurés par des éléments absorbant l’énergie. Ces éléments convertissent l’énergie de l’accident (énergie cinétique) en énergie interne (énergie de déformation). L’objectif principal de cette partie d’étude est de déterminer l’effet de la section transversale sur les caractéristiques d’absorption d’énergie des structures à paroi mince. À cette fin, les données dynamiques explicites disponibles dans le code d’analyse (ABAQUS) ont été utilisées pour simuler le comportement d’effondrement des tubes à paroi mince pour de différents matériaux sous l’effet d’une charge d’impact axiale. Les modèles par EF ont été validés par des solutions précédemment établies dans la littérature. L’analyse est extrapolée pour d’autres modelés de nouveaux prototypes.

Les principaux buts à traiter pour la mise en œuvre de cette démarche sont résumés dans les points suivants :

- Développer un modèle analytique raffiné capable d’évaluer l’effet de la courbure et de la paroi cellulaire et de l’angle interne des cellules sur le comportement mécanique des nids-d’abeilles défini par neuf modules élastiques homogénéisés, en tenant compte de différents types de mécanismes de déformation dans le plan et hors le plan.
- Clarifier les connaissances sur les matériaux viscoélastiques et l’introduction phénoménologique des concepts fondamentaux de la viscoélasticité à partir des expériences essentielles de fluage et de relaxation et la correspondance des fonctions entre l’histoire de sollicitation et la variation de la réponse. Définir le comportement viscoélastique par des représentations rhéologiques du comportement en employant des regroupements d’éléments simples comme les ressorts et les amortisseurs en série et en parallèle pour définir par la suite les propriétés viscoélastiques sous forme des constantes de série Prony.
- Analyser le comportement dynamique et les capacités d’amortissement des plaques sandwich en noyaux nid-d’abeilles viscoélastiques. L’effet de la géométrie des cellules et des modules viscoélastiques sur les propriétés amortissantes des panneaux sandwich.
- Traiter le phénomène d’absorption d’énergie par écrasement afin d’améliorer le comportement à l’écrasement des structures tubulaires. Trouver une topologie de cellule optimisant l’absorption de l’énergie de choc, en utilisant les configurations déjà étudiées dans le deuxième chapitre comme des sections transversales pour les tubes d’essai dans la modélisation de l’écrasement en utilisant de différents types de matériaux.

La présente thèse est structurée en cinq chapitres indépendants dans l'ordre suivant :

Dans le premier chapitre, une introduction générale sur les matériaux sandwich, leurs compositions, leurs constituants et leurs domaines d'application. Nous avons également présenté des généralités sur les vibrations et l'amortissement des plaques sandwich à cœurs viscoélastiques.

Dans le deuxième chapitre, nous représentons une étude bibliographique sur les travaux antérieurs concernant l'homogénéisation des structures de nid-d'abeilles dans le plan et hors le plan et nous proposons une nouvelle topologie de cellule en nid-d'abeilles à paroi courbée et son homogénéisation analytique pour déterminer les propriétés mécaniques du nid d'abeilles.

La première partie du chapitre propose un modèle analytique raffiné basé sur les principes de la mécanique des structures et les théorèmes énergétiques aptes à évaluer l'effet de la courbure de la paroi et de l'angle interne des cellules sur les modules élastiques, et le comportement mécanique dans le plan des cellules en nid-d'abeilles définit par cinq modules élastiques homogénéisés, les différents types de mécanismes de déformation sont prisent en considération dans le calcul dans le plan.

La deuxième partie qui est consacrée à l'évaluation des cinq modules élastiques hors plan, en se basant sur les limites supérieures et inférieures de conception de nids d'abeilles. Ces modèles sont formulés et validés numériquement par des modèles numériques (la méthode des éléments finis (MEF)). Les propriétés hors du plan sont calculées par une approche théorique basée sur les limites inférieures et supérieures dans la deuxième partie du chapitre. Les modèles analytiques sont validés ensuite par un modèle d'éléments finis à pleine échelle pour simuler des essais de cisaillement transverse. La comparaison entre les modèles analytiques et numériques montre une bonne convergence entre les différents résultats et met en évidence le mécanisme de déformation spécifique de la cellule en nid d'abeille à parois courbées. L'impact de paramètres géométriques tels que l'angle interne, la profondeur de la cellule ainsi que la courbure des parois sur le comportement mécanique hors plan des nids-d'abeilles à parois courbées est discuté et commenté.

Le chapitre est achevé par une validation en dynamique des modules élastiques homogénéisés par les expressions analytiques établies par des approches en statique linéaire pour caractériser le comportement dynamique de la structure originale en nid d'abeilles.

Dans le Chapitre 3, un exposé détaillé sur les matériaux viscoélastiques, leurs caractéristiques, la manière dont leur comportement peut être lié à des modèles mécaniques simples composés d'amortisseurs et des ressorts comme pour le modèle Maxwell, Kelvin et Zener. Les propriétés viscoélastiques linéaires de deux polymères (PTFE, Polycarbonate) ont été identifiées à partir des résultats d'essais de fluage. Les deux approches (temporaire, fréquentielle) de la viscoélasticité sont utilisées. La viscoélasticité temporelle de type relaxation permet de définir les termes de la série Prony pour définir le comportement et les paramètres du matériau dans le logiciel Abaqus.

Dans le chapitre 04, nous représentons des recherches récentes sur diverses techniques d'amortissement utilisées pour réduire les vibrations structurelles du noyau en nid-d'abeilles viscoélastique placées entre deux surfaces planes pour former une structure sandwich afin d'augmenter le taux d'amortissement dans le système. Le comportement vibratoire des plaques sandwich à âme en nid-d'abeilles viscoélastique est analysé numériquement par le logiciel ABAQUS. Les réponses modales et les facteurs de perte pour cinq configurations de cellules ont été déterminés et comparés par une étude quasi statique avec une charge harmonique. La méthode de la bande passante est également employée pour analyser la réponse en fréquence en régime permanent. Les facteurs de perte pour les différentes topologies de cellules ont été calculés et comparés.

Le cinquième chapitre est consacré à la contribution à l'amélioration du comportement à l'écrasement des structures tubulaires minces constituées par de différentes sections de cellules développées et comparées avec les sections classiques testées dans des travaux antérieurs, permettant de trouver une structure capable d'optimiser l'absorption de l'énergie de choc. Des tubes à paroi mince de divers matériaux (métaux et stratifies composites) ont été utilisés et optimisés. Pour ce faire, différentes sections transversales ont été choisies et leur comportement sous une charge d'impact dynamique a été étudié et modélisé par le logiciel d'éléments finis Abaqus. Les paramètres d'absorption d'énergie obtenus pour les différentes sections ont été comparés aux travaux expérimentaux sur une boite de collision carrée dans la littérature.

Enfin, notre travail est clôturé par une conclusion générale.