

Analyse hygrothermique d'une structure tubulaire multicouche

A. Hocine⁽¹⁾, R. Boutiba⁽¹⁾, F. Kara Achira⁽²⁾

⁽¹⁾ Département de mécanique, Université Hassiba Benbouali Chlef Email :
hocinea_dz@yahoo.fr, radhwane_cm@yahoo.fr

⁽²⁾ Sonatrach Aval, Arzew karaachirafs@yahoo.fr

Résumé

Dans ce travail, une analyse de contraintes d'une structure tubulaire en composite sous chargement hygrothermique est développée, par la prise en compte de deux types de distribution de la température, uniforme et parabolique. Deux considérations sont prises en compte : déformation plane et chargement sous pression interne sans effet de fond. Plusieurs séquences d'empilement sont analysées à la fois symétrique $[+\varphi/-\varphi]_2$ et antisymétrique $[+\varphi/-\varphi]_s$, avec φ est l'angle d'orientation des fibres au niveau de chaque couche composite, où l'ordre d'empilement de chaque d'empilement est prie de l'intérieur vers l'extérieure. Toute la démarche d'analyse est écrite sous **MATLAB**. Les résultats obtenus ont montrés que les grandeurs de valeurs des contraintes axiales sont plus importantes que les valeurs enregistrées pour les contraintes radiales et circonférentielles pour le chargement hygrothermique en déformation plane.

1. Introduction

Le stockage des gaz sous pression dans un réservoir en acier, connue par les réservoirs de type I, est une technique éprouvée depuis de nombreuses années et largement répandue de nos jours dans le monde industriel. Toutefois, cette technologie est fortement pénalisée par le poids des bouteilles. A température ambiante, la capacité volumique est de l'ordre de 14 g/dm^3 sous 200 bars. Compte-tenu des problèmes de fragilisation de l'acier induits par les gaz et plus particulièrement par l'hydrogène, les parois doivent être suffisamment épaisses et résistantes. Toute augmentation de pression entraîne aussi un accroissement de la masse de l'enveloppe limitant ainsi tout développement futur de cette technique [1].

Afin de remédier à cette problématique, une attention particulière a été portée à l'utilisation des matériaux composites. Dans le domaine des structures cylindriques, plusieurs travaux ont favorisés l'utilisation des matériaux composites. Les coques cylindriques stratifiées à paroi mince et épaisse sont largement utilisées dans plusieurs branches d'ingénierie.

L'utilisation des matériaux composites permet d'obtenir des coques cylindriques alliant la légèreté et la résistance. On en trouve notamment dans les réservoirs de stockage et les tubes de canalisation [2], [3], [4], [5].

Aujourd'hui, les réservoirs composites sous pression trouvent une large application commerciale pour les réservoirs de gaz naturel ou d'hydrogène comprimé, ainsi que pour le stockage de gaz naturel liquéfié [6]. Plusieurs applications ont été envisagées, parmi elles, on trouve les réservoirs submersibles, qui sont caractérisés par une structure cylindrique stratifiée et des embouts métalliques. Une autre application consiste à les utiliser pour contenir des produits chimiques et pour des applications aérospatiales sous haute pression.

Sur le plan théorique ou analytique, deux grande théories ont été utilisées, la théorie classique des stratifiés [6], [7] et la théorie de l'élasticité [8], [9]. La première qui suppose que les stratifiés composites sont dans un état de contraintes planes et ne prévoit aucune contraintes dans la direction de l'épaisseur. La deuxième montre que les contraintes radiales développées à travers l'épaisseur ont une grande influence sur le choix des séquences d'empilement [10] et [11].

Ce papier a pour objet la mise en place de la modélisation analytique en chargement statique d'une structure tubulaire en composite. Dans un premier temps, on pose les hypothèses définissant les limites d'application du modèle et les équations qui en

découlent dans le cadre de la théorie de l'élasticité, en considérant le formalisme des petites déformations.

Ce modèle analytique permet de prendre en compte les différentes phases de fabrication (polymérisation et fretage) de la solution de stockage avant la mise en chargement. Ce dernier peut être varié : pression interne pure, chargement axial, pression interne avec effet de fond, torsion et chargement hygrothermique à distribution uniforme de température ou parabolique.

Dans ce travail, une analyse de contraintes d'une structure tubulaire en composite sous chargement hygrothermique est développée, par la prise en compte de deux types de distribution de la température, uniforme et parabolique. Deux considérations sont prises en compte : déformation plane et chargement sous pression interne sans effet de fond. Plusieurs séquences d'empilement sont analysées à la fois symétrique $[+\varphi/-\varphi]_2$ et antisymétrique $[+\varphi / -\varphi]_s$, où l'angle d'orientation des fibres φ au niveau de chaque couche composite et l'ordre d'empilement de chaque d'empilement est prie de l'intérieur vers l'extérieure.

2. Hypothèses et mise en équations

Pour un élément coque composite de la structure cylindrique (Figure 1), les relations contraintes – déformations d'une couche k, pour des matériaux anisotropes, sont données par :

$$\begin{pmatrix} \sigma_z \\ \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{\theta r} \\ \tau_{zr} \\ \tau_{z\theta} \end{pmatrix}^{(k)} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & C_{16} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & C_{26} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & C_{36} \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & C_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{45} & C_{55} & 0 \\ C_{16} & C_{26} & C_{36} & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \varepsilon_z - \alpha_z \Delta T - \beta_z \Delta C \\ \varepsilon_\theta - \alpha_\theta \Delta T - \beta_\theta \Delta C \\ \varepsilon_r - \alpha_r \Delta T - \beta_r \Delta C \\ \gamma_{\theta r} \\ \gamma_{zr} \\ \gamma_{z\theta} \end{pmatrix}^{(k)} \quad (1)$$

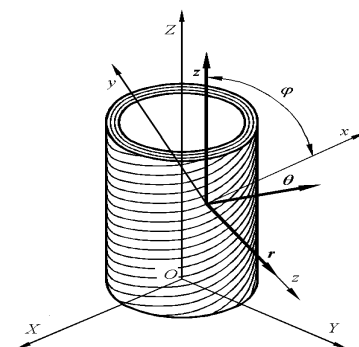


Figure 1 : Relations entre les coordonnées cylindriques et les coordonnées de références du composite [12].

D'après [12] on a

$$\begin{cases} \varepsilon_r^{(k)} = \frac{dU_r^{(k)}}{dr}, & \varepsilon_\theta^{(k)} = \frac{U_r^{(k)}}{r}, & \varepsilon_z^{(k)} = \frac{dU_z^{(k)}}{dz} = \varepsilon_0 \\ \gamma_{z\theta}^{(k)} = \frac{dU_\theta^{(k)}}{dz} = \gamma_0 r, & \gamma_{zr}^{(k)} = 0, & \gamma_{\theta r}^{(k)} = \frac{dU_\theta^{(k)}}{dr} - \frac{U_\theta^{(k)}}{r} \end{cases} \quad (2)$$

$$\frac{d\sigma_r^{(k)}}{dr} + \frac{\sigma_r^{(k)} - \sigma_\theta^{(k)}}{r} = 0 \quad (3)$$

L'équation (3) associée au système d'équations (2) fournit les équations différentielles des déplacements que doivent vérifier les déplacements radiaux et circonférentiels afin de satisfaire l'équilibre des efforts tant intérieurs qu'extérieurs sur chaque couche (k). Pour chaque expression de la température, on pourra exprimer l'équation différentielle du déplacement radial.

➤ **Distribution uniforme de la température**

$$\frac{d^2U_r^{(k)}}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dU_r^{(k)}}{dr} - \frac{N_1^{(k)}}{r^2} U_r^{(k)} = [N_2^{(k)} \varepsilon_0 + N_3^{(k)} \Delta T + N_6^{(k)} \Delta C] \frac{1}{r} + N_4^{(k)} \gamma_0 \quad (4)$$

Avec $\alpha_1^{(k)} = \sqrt{N_1^{(k)}}$; $\alpha_2^{(k)} = \frac{N_2^{(k)}}{1 - N_1^{(k)}}$; $\alpha_3^{(k)} = \frac{N_3^{(k)}}{1 - N_1^{(k)}}$;

$\alpha_4^{(k)} = \frac{N_4^{(k)}}{4 - N_1^{(k)}}$; $\alpha_5^{(k)} = \frac{N_6^{(k)}}{1 - N_1^{(k)}}$;

$N_1^{(k)} = \frac{C_{22}^{(k)}}{C_{33}^{(k)}}$; $N_2^{(k)} = \frac{C_{12}^{(k)} - C_{13}^{(k)}}{C_{33}^{(k)}}$; $N_3^{(k)} = \frac{K_3^{(k)} - K_2^{(k)}}{C_{33}^{(k)}}$;

$N_4^{(k)} = \frac{C_{26}^{(k)} - 2C_{36}^{(k)}}{C_{33}^{(k)}}$; $N_5^{(k)} = \frac{1}{C_{44}^{(k)} - C_{45}^{(k)}}$; $N_6^{(k)} = \frac{L_3^{(k)} - L_2^{(k)}}{C_{33}^{(k)}}$

La solution de (4) prend, selon la valeur de $\beta^{(k)} = \sqrt{N_1^{(k)}}$, la forme :

$$U_r^{(k)} = D^{(k)} r^{\beta^{(k)}} + E^{(k)} r^{-\beta^{(k)}} + (\alpha_2^{(k)} \varepsilon_0 + \alpha_3^{(k)} \Delta T + \alpha_5^{(k)} \Delta C) r + \alpha_4^{(k)} \gamma_0 r^2 \quad (5)$$

➤ **Distribution parabolique de température**

$$\frac{d^2U_r^{(k)}}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dU_r^{(k)}}{dr} - \frac{N_1^{(k)}}{r^2} U_r^{(k)} = [N_2^{(k)} \varepsilon_0 + N_3^{(k)} T_0 + N_4^{(k)} \Delta C] \frac{1}{r} + N_5^{(k)} \gamma_0 \quad (6)$$

Avec $\alpha_1^{(k)} = \sqrt{N_1^{(k)}}$; $\alpha_2^{(k)} = \frac{N_2^{(k)}}{1 - N_1^{(k)}}$; $\alpha_3^{(k)} = \frac{N_3^{(k)}}{1 - N_1^{(k)}}$;

$\alpha_4^{(k)} = \frac{N_4^{(k)}}{1 - N_1^{(k)}}$; $\alpha_5^{(k)} = \frac{N_5^{(k)}}{9 - N_1^{(k)}}$; $\alpha_6^{(k)} = \frac{N_6^{(k)}}{4 - N_1^{(k)}}$

$N_1^{(k)} = \frac{C_{22}^{(k)}}{C_{33}^{(k)}}$; $N_2^{(k)} = \frac{C_{12}^{(k)} - C_{13}^{(k)}}{C_{33}^{(k)}}$; $N_3^{(k)} = \frac{K_3^{(k)} - K_2^{(k)}}{C_{33}^{(k)}} * \frac{b^2}{b^2 - a^2}$

$N_4^{(k)} = \frac{L_3^{(k)} - L_2^{(k)}}{C_{33}^{(k)}}$; $N_5^{(k)} = \frac{K_2^{(k)} - 3K_3^{(k)}}{C_{33}^{(k)}} * \frac{T_0}{b^2 - a^2}$;

$N_6^{(k)} = \frac{C_{26}^{(k)} - 2C_{36}^{(k)}}{C_{33}^{(k)}}$; $N_7^{(k)} = \frac{1}{C_{44}^{(k)} - C_{45}^{(k)}}$

La solution de (6) prend, la forme :

$$U_r^{(k)} = D^{(k)} r^{\beta^{(k)}} + E^{(k)} r^{-\beta^{(k)}} + (\alpha_2^{(k)} \varepsilon_0 + \alpha_3^{(k)} T_0 + \alpha_4^{(k)} \Delta C) r + \alpha_5^{(k)} r^2 + \alpha_6^{(k)} \gamma_0 r^3 \quad (7)$$

$D^{(k)}$, $E^{(k)}$, γ_0 et ε_0 sont les constantes d'intégrations pour $k \in [1, w]$, où, w est le nombre total de couches de la structure.

➤ **Conditions aux limites**

Les conditions aux limites sont d'une part la continuité et la conservation du volume, et d'autre part celles imposées par le chargement. On supposera qu'il n'y a pas de glissement aux interfaces et qu'il y a continuité des contraintes et des déplacements. Ces conditions aux limites permettent de déterminer les constantes d'intégrations introduites postérieurement.

Dans la suite, on s'attache à écrire les composantes de la matrice A et du vecteur B du problème linéaire équivalent tel que :

$$X = A^{-1} B \quad (III.23)$$

Avec X qui définit le vecteur des constantes d'intégration du système.

$$X = (D^{(1)} D^{(2)} \dots D^{(w)} E^{(1)} E^{(2)} \dots E^{(w)} \varepsilon_0 \gamma_0) \quad (III.24)$$

3. Démarche d'analyse

Les propriétés mécaniques de la fibre de verre- époxy sont données dans le tableau .2. Le rayon intérieur du cylindre est de 40 mm, l'épaisseur d'une couche et de 1 mm. Dans ce travail, on suppose que les propriétés du matériau ne change pas avec l'augmentation de la température. Deux types de conditions seront considérés en cours de ce chapitre. La première concerne une analyse hygrothermique en déformation plane et la deuxième la structure tubulaire est soumise à un chargement de pression interne de 10 MPa, plus le chargement hygrothermique. Pour les deux situations, le chargement hygrothermique est caractérisé par une température de 40°C et un taux d'humidité 0.2%.

Propriétés	E _x (MPa)	E _y (MPa)	v _{xy}	α _x (1/°C)
Verre/Epoxy	27000	21500	0.17	2.56 10 ⁻⁶
	α _y (1/°C)	α _β	α _γ	C
	6.0 10 ⁻⁶	5.4 10 ⁻⁴	10.5 10 ⁻⁴	2.0 10 ⁻⁴

Tableau 1. Propriétés mécanique d'une couche composite [11].

Six séries de séquences d'empilements sont analysées: sous la forme $[+\varphi/-\varphi]_2$ et $[+\varphi/-\varphi]_s$, comme

l'indique le tableau 2, où φ est l'angle d'orientation des fibres.

Séquence	Symétrique	Séquence	antisymétrique
Seq1	[+30 / -30] _s	Seq2	[+30 / -30] ₂
Seq3	[+45 / -45] _s	Seq4	[+45 / -45] ₂
Seq5	[+60 / -60] _s	Seq6	[+60 / -60] ₂

Tableau 2. Propriétés mécanique d'une couche composite.

4. Résultats et interprétations

4.1 Déformations planes

Les solutions des contraintes hygrothermiques sur les surfaces intérieures et extérieures pour une distribution uniforme de température et parabolique sont représentées sur les tableaux 3 et 4 ci-dessous. Pour les deux scénarios uniforme et parabolique, la grandeur des contraintes axiales est supérieure aux résultats obtenus pour les contraintes circonférentielle et radiale. Les contraintes axiales et circonférentielles sont importantes pour le scénario de la distribution parabolique, mais ces grandeurs ne peuvent influencer sur la rigidité de la structure en verre/époxy.

4.1.1 Contrainte radiale

Les variations de la contrainte radiale σ_r sur l'épaisseur de la paroi du cylindre pour les différents empilements symétrique et antisymétriques pour les deux scénarios de distribution de température (T=40°C) (uniforme et parabolique) sont représentées par les figures 2, 3 et 4 pour les enroulements à 30° et 60°.

La mise en condition d'une déformation plane ($\epsilon_{zz}=0$) a permis d'avoir des contraintes radiales aux extrémités intérieure et extérieure non nulles. L'effet de symétrie et d'antisymétrie des séquences d'empilement est presque négligeable dans le comportement de la structure sous chargement hygrothermique.

Pour les séquences [+30 / -30]_s et [+30 / -30]₂, la structure tubulaire multicouche est assez comprimée pour la distribution uniforme, que pour la distribution

parabolique. Une légère différence est enregistrée pour l'enroulement 45°. Par contre l'effet de la séquence d'empilement est déterminant où, en passe d'un état de compression, pour les angles 30° et 45° à un état de traction pour l'angle d'enroulement 60°.

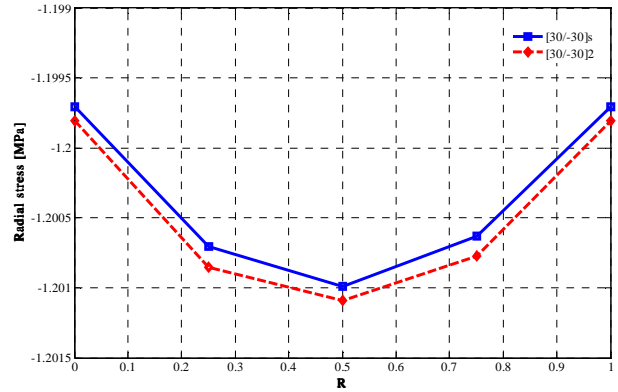


Figure 2. Distribution de la contrainte radiale à travers la paroi de la structure tubulaire pour une distribution uniforme de la température pour les séquences [+30 / -30]_s et [+30 / -30]₂.

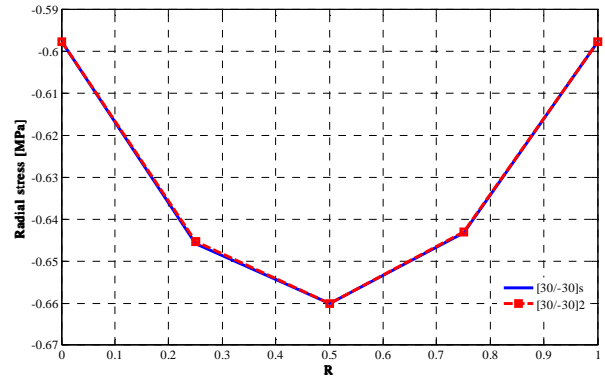


Figure 3. Distribution de la contrainte radiale à travers la paroi de la structure tubulaire pour une distribution parabolique de la température pour les séquences [+30 / -30]_s et [+30 / -30]₂.

Séquences d'empilement	Paroi interne			Paroi externe		
	σ_r (MPa)	σ_θ (MPa)	σ_z (MPa)	σ_r (MPa)	σ_θ (MPa)	σ_z (MPa)
[30/-30] _s	-1.1997	-1.2554	-3.1032	-1.1997	-1.1473	-3.0665
[30/-30] ₂	-1.1998	-1.2574	-3.0954	-1.1998	-1.1458	-3.0741
[45/-45] _s	-0.07246	-0.1996	-2.9526	-0.07246	0.04675	-2.8553
[45/-45] ₂	-0.07246	-1.9524	-2.9480	-0.07246	0.04155	-2.8604
[60/-60] _s	2.5883	2.4129	-1.5099	2.5883	2.7525	-1.4065
[60/-60] ₂	2.5882	2.4225	-1.5121	2.5882	2.7418	-1.4044

Tableau 3 Contraintes hygrothermiques sur les surfaces intérieures et extérieures pour une température de 40°C uniforme en déformations planes.

Séquences d'empilement	Paroi interne			Paroi externe		
	σ_r (MPa)	σ_θ (MPa)	σ_z (MPa)	σ_r (MPa)	σ_θ (MPa)	σ_z (MPa)
[30/-30] _s	0	-2.4895	-2.1535	0	2.6026	2.1388
[30/-30] ₂	-0.5977	-3.2194	-3.6898	-0.5977	2.0048	0.6028

$[45/-45]_s$	-0.03627	-2.47	-3.8329	-0.03627	2.3556	0.9145
$[45/-45]_2$	-0.03632	-2.4931	-3.8507	-0.03632	2.3626	0.9243
$[60/-60]_s$	1.3032	-0.9274	-3.3545	1.3032	3.4196	1.8805
$[60/-60]_2$	1.3049	-0.9720	-3.3477	1.3049	3.4791	1.8752

Tableau 4. Contraintes hygrothermiques sur les surfaces intérieures et extérieures pour une distribution parabolique de température.

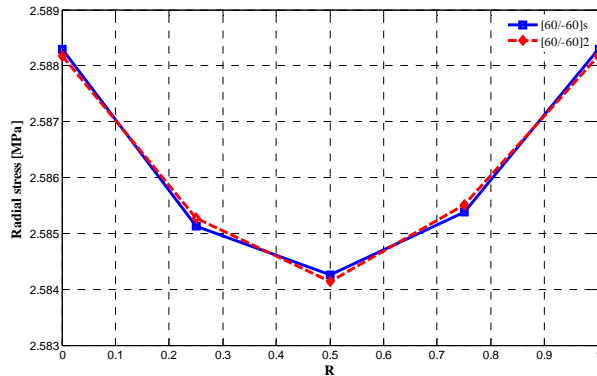


Figure 4. Distribution de la contrainte radiale à travers la paroi de la structure tubulaire pour une distribution uniforme pour la séquence d'empilement $[60/-60]_s; [60/-60]_2$

4.1.2 Contraintes circonférentielle et axiale

La variation des contraintes circonférentielle et axiale à travers l'épaisseur de cylindre pour les deux configurations d'empilement symétrique et antisymétrique est représentée par les figures 5 et 6. D'après les figures, on remarque que il y'a une discontinuité de variation en passant d'une couche composite à une autre. Cette alternance de variation aux niveaux des interfaces est due principalement à l'effet du signe de l'angle d'orientation ϕ . La dernière couche composite pour les six séquences d'empilements est plus sollicitée dans la direction circonférentielle par rapport aux autres couches. Pour l'enroulement 30° , la structure tubulaire multicouche sous température uniforme est soumis à un état de compression dans les directions circonférentielle et axiale du rayon interne jusqu'au rayon externe. Le passage de 30° à 60° pour les différentes séquences d'empilement, montre que la contrainte axiale pour la structure tubulaire, atteint des valeurs moins élevées.

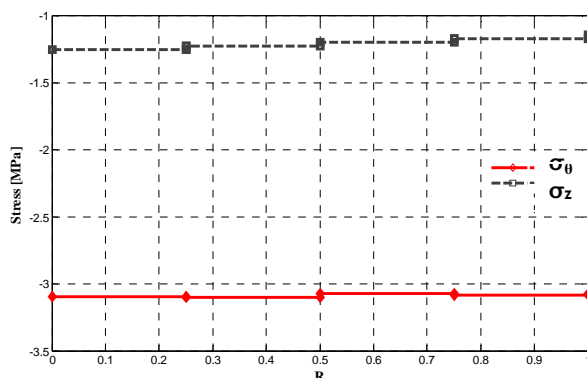


Figure 5. Distribution des contraintes circonférentielle et axiale à travers l'épaisseur de la paroi de réservoir pour une distribution uniforme de la température pour les séquences d'empilements $[30/-30]_s; [30/-30]_2$

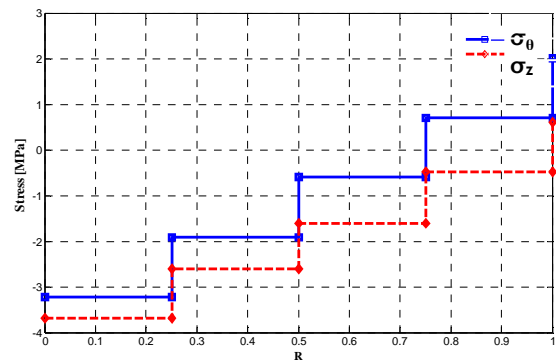


Figure 6. Distribution de contraintes circonférentiel et axiale à travers l'épaisseur pour une distribution parabolique pour les séquences d'empilements $[30/-30]_s; [30/-30]_2$

On pourra déduire que ce constat est dû principalement au coefficient hygrothermique transversal, qui favorise la résistance de la structure tubulaire sous chargement hygrothermique que dans la direction longitudinale.

4.2 Chargement couplé en pression interne et hygrothermique

Les Contraintes hygrothermiques sur les surfaces intérieures et extérieures pour une pression interne $P=10\text{MPa}$ et une distribution de température uniforme et parabolique $T=40^\circ\text{C}$ sont représentées par les tableaux 5 et 6 ci-après. Les résultats obtenus, montrent que la paroi interne et externe reflètent les conditions aux limites imposées en cours de l'analyse. Une légère variation de contraintes axiale et circonférentielle est enregistrée en passant d'une séquence à une autre. L'effet hygrothermique pour une distribution uniforme de température ou parabolique, comme première approche, est négligeable par rapport à l'effet de pression.

5. Conclusion

Les résultats obtenus par l'utilisation des empilements composites dans la conception des structures tubulaires ont montrés que pour ce type de chargement, que l'effet des empilements symétrique et antisymétrique n'est pas très influent sur le comportement de la structure, qui n'est pas le cas de l'angle d'enroulement.

Les grandeurs de valeurs des contraintes axiales sont plus importantes que les valeurs enregistrées pour les contraintes radiales et circonférentielles pour le chargement de hygrothermique en déformation plane. Le rapport de contrainte circonférentielle axiale est proche de deux, pour les six séquences d'empilement.

L'effet hygrothermique est négligeable en termes de contraintes par rapport en deuxième type de chargement couplé avec la pression interne.

Un travail futur proche se penchera sur une simulation sous ANSYS de l'effet hygrothermique sur la structure tubulaire multicouches. Ce travail permettra de

Séquences d'empilement	Paroi interne			Paroi externe		
	σ_r (MPa)	σ_θ (MPa)	σ_z (MPa)	σ_r (MPa)	σ_θ (MPa)	σ_z (MPa)
[30/-30] _s	-10	105	48.27	0	95.41	47.03
[30/-30] ₂	-10	105.02	48.19	0	95.40	47.11
[45/-45] _s	-10	104.95	47.56	0	95.43	47.64
[45/-45] ₂	-10	104.92	47.52	0	95.47	47.68
[60/-60] _s	-10	105.29	45.84	0	95.10	49.14
[60/-60] ₂	-10	105.21	45.86	0	95.18	49.13

Tableau 5. Contraintes hygrothermiques sur les surfaces intérieures et extérieures pour pression interne P=10MPa et température uniforme T=40°C.

Séquences d'empilement	Paroi interne			Paroi externe		
	σ_r (MPa)	σ_θ (MPa)	σ_z (MPa)	σ_r (MPa)	σ_θ (MPa)	σ_z (MPa)
[30/-30] _s	-10	102.43	46.173	0	97.973	49.131
[30/-30] ₂	-10	102.45	46.056	0	97.944	49.241
[45/-45] _s	-10	102.64	45.232	0	97.707	49.968
[45/-45] ₂	-10	102.56	45.176	0	97.738	50.022
[60/-60] _s	-10	103	43.28	0	97.09	51.70
[60/-60] ₂	-10	103.07	43.307	0	97.176	51.688

Tableau 6. Contraintes hygrothermiques sur les surfaces intérieures et extérieures pour pression interne P=10MPa et température parabolique.

renforcer l'outil de dimensionnement élaboré sous MATLAB.

Références bibliographiques

[1] **Davis P., Chauchot P.** : Composites for marines applications – part 2: underwater structures, Mechanics of Composite Materials and structures, pp. 249-260, Kluwer Academic Pub., **1999**. [42]

[2] **Lifshitz J.M., Dayan H.** : Filament-wound pressure vessel with thick metal liner, Composite Structures, Vol 32, pp. 313-323, **1995**. [43]

[3] **Kabir M. Z.** : Finite element analysis of composite pressure vessels with a load sharing metallic liner, [47 Composite Structures, Vol. 49, pp. 247-255, **2000**.

[4] **Mondal S. K.** : Stress at the junctions of axisymmetric shells under axially varying load, International journal of pressure vessels and piping, Vol. 75, Issue 10, pp. 727-733, **1998**. [48]

[5] **Hufenbach W., Holste C., Kroll L.** Vibration and damping of multi-layered composite cylindrical shells, Composite Structures, Vol. 58, pp. 65-174, **2002**.

[6] **Vasiliev Vv., Krinakov A.A., Razin A.F.** New generation of filament-wound composite pressure vessels for commercial applications, Composite Structure, Vol. 62, p. 449-459, **2003**.

[7] **Rosenow MWK.** : Wind angle effects in glass fiber-reinforced polyester filament wound pipes, Composites, Vol. 15, pp. 144-52, **1984**.

[8] **Tsai S.W.** : Composite design, Think composite, 4th edition, Dayton, **1988**.

[9] **Tutuncu N., Winckler S. J.** : Stresses and deformations in thick-walled cylinders subjected to combined loading and temperature gradient, Journal of reinforced plastic and composite, Vol. 12, pp. 198-209, **1993**.

[10] **Xia M., Takayanagi H., Kemmochi K.** : Analysis of multi-layered filament -wound composite pipes under

internal pressure, Composites structures, Vol. 53, pp. 483-491, **2001**.

[11] **Onur S.** Analysis of multi-layered composite cylinders under hydrothermal loading. Composites: Part A applied sciences and manufacturing 36 P. 923-933, 2005.

[12] **Hocine A., Chapelle D., Boubakar L., Benamar A., Bezazi A.** Experimental and analytical investigation of the cylindrical part of a metallic vessel reinforced by filament winding while submitted to internal pressure. International Journal of Pressure Vessels and Piping 86 p.649-655(2009).