



Flambage sous contact d'une coque cylindrique soumise à pression externe

The Nguyen Nguyen

► To cite this version:

The Nguyen Nguyen. Flambage sous contact d'une coque cylindrique soumise à pression externe. Génie civil. Université de Lyon, 2017. Français. NNT : 2017LYSEI070 . tel-01921593

HAL Id: tel-01921593

<https://theses.hal.science/tel-01921593>

Submitted on 13 Nov 2018

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.



N° d'ordre NTT : 2017 LYSEI 70

THESE de DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON

**Flambage sous contact d'une coque cylindrique
soumise à pression externe**

Présentée devant

L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

ÉCOLE DOCTORALE ED162 : M.E.G.A. : MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE - CIVIL ET ACOUSTIQUE

SPECIALITE : GENIE CIVIL : SOLS, MATERIAUX, STRUCTURES, PHYSIQUE DU BATIMENT

Pour obtenir

Le Grade de Docteur

Par

NGUYEN The Nguyen

Soutenue le 17 juillet 2017 devant la Commission d'examen

Membres du Jury :

Mohammed HJIAJ
Hamid ZAHROUNI
Larbi EL BAKKALI
Frédéric BUMBIELER
Tan Trung BUI
Laurence CURTIL
Tine TYSMANS
Ali LIMAM

Professeur, INSA de Rennes
Professeur, Université de Lorraine
Professeur, Université Abdelmalek Essaâdi
Docteur, ANDRA
Maître de conférences, INSA de Lyon
Professeur, Université Lyon 1
Professeur, VUB
Professeur, INSA de Lyon

Président du jury
Rapporteur
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur
Examineur
Directeur de thèse

Département FEDORA – INSA Lyon - Ecoles Doctorales – Quinquennal 2016-2020

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	CHIMIE DE LYON http://www.edchimie-lyon.fr Sec : Renée EL MELHEM Bat Blaise Pascal 3 ^e étage secretariat@edchimie-lyon.fr Insa : R. GOURDON	M. Stéphane DANIELE Institut de Recherches sur la Catalyse et l'Environnement de Lyon IRCELYON-UMR 5256 Équipe CDFA 2 avenue Albert Einstein 69626 Villeurbanne cedex directeur@edchimie-lyon.fr
E.E.A.	ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE http://edeea.ec-lyon.fr Sec : M.C. HAVGOU DOUKIAN Ecole-Doctorale.eea@ec-lyon.fr	M. Gérard SCORLETTI Ecole Centrale de Lyon 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60.97 Fax : 04 78 43 37 17 Gerard.scorletti@ec-lyon.fr
E2M2	EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION http://e2m2.universite-lyon.fr Sec : Sylvie ROBERJOT Bât Atrium - UCB Lyon 1 04.72.44.83.62 Insa : H. CHARLES secretariat.e2m2@univ-lyon1.fr	M. Fabrice CORDEY CNRS UMR 5276 Lab. de géologie de Lyon Université Claude Bernard Lyon 1 Bât Géode 2 rue Raphaël Dubois 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 06.07.53.89.13 cordey@univ-lyon1.fr
EDISS	INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES SANTE http://www.edisslyon.fr Sec : Sylvie ROBERJOT Bât Atrium - UCB Lyon 1 04.72.44.83.62 Insa : M. LAGARDE secretariat.ediss@univ-lyon1.fr	Mme Emmanuelle CANET-SOULAS INSERM U1060, CarMeN lab, Univ. Lyon 1 Bâtiment IMBL 11 Avenue Jean Capelle INSA de Lyon 696621 Villeurbanne Tél : 04.72.68.49.09 Fax : 04 72 68 49 16 Emmanuelle.canet@univ-lyon1.fr
INFOMATHS	INFORMATIQUE ET MATHEMATIQUES http://infomaths.univ-lyon1.fr Sec : Renée EL MELHEM Bat Blaise Pascal, 3 ^e étage Tél : 04.72. 43. 80. 46 Fax : 04.72.43.16.87 infomaths@univ-lyon1.fr	M. Luca ZAMBONI Bâtiment Braconnier 43 Boulevard du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04 26 23 45 52 zamboni@maths.univ-lyon1.fr
Matériaux	MATERIAUX DE LYON http://ed34.universite-lyon.fr Sec : Marion COMBE Tél: 04-72-43-71-70 –Fax : 87.12 Bat. Direction ed.materiaux@insa-lyon.fr	M. Jean-Yves BUFFIERE INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Saint Exupéry 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 71.70 Fax 04 72 43 85 28 Ed.materiaux@insa-lyon.fr
MEGA	MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE http://mega.universite-lyon.fr Sec : Marion COMBE Tél: 04-72-43-71-70 –Fax : 87.12 Bat. Direction mega@insa-lyon.fr	M. Philippe BOISSE INSA de Lyon Laboratoire LAMCOS Bâtiment Jacquard 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72 .43.71.70 Fax : 04 72 43 72 37 Philippe.boisse@insa-lyon.fr
ScSo	ScSo* http://recherche.univ-lyon2.fr/scso/ Sec : Viviane POLSINELLI Brigitte DUBOIS Insa : J.Y. TOUSSAINT Tél : 04 78 69 72 76 viviane.polsinelli@univ-lyon2.fr	M. Christian MONTES Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Christian.montes@univ-lyon2.fr

*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie

Remerciements

Ce travail a été réalisé au sein du Laboratoire de Génie Civil et d'Ingénierie Environnementale plus précisément l'équipe « Sols - Matériaux - Structures - Intégrité – Durabilité » de l'INSA de Lyon.

Je tiens à remercier en premier lieu, et tout particulièrement, mon directeur de thèse, le professeur Ali LIMAM qui m'a proposé ce sujet de thèse et m'a permis ainsi d'intégrer son équipe. Il a suivi de près mon travail avec beaucoup de patience et de disponibilité, son soutien permanent et sa passion pour la recherche m'ont encouragé et aider à surmonter les difficultés rencontrées durant la thèse. Sans son aide précieuse, je n'aurai sans doute pas mené cette thèse jusqu'à son aboutissement.

Je tiens également à remercier tous les techniciens et l'ingénieur d'étude de la dalle d'essai, Romain TRUNFIO, Mario MASAPPOLO et Emeric BRUYERE.

J'exprime ma sincère reconnaissance aux membres du jury, Monsieur le Président Mohammed HJIAJ Messieurs les rapporteurs Hamid ZAHROUNI et Larbi EL BAKKALI, Mesdames les examinatrices Laurence CURTIL et Tine TYSMANS, Messieurs les examinateurs Frédéric BUMBIELER et Tan Trung BUI, qui ont sacrifié de leur temps précieux pour lire et évaluer mes travaux de thèse. Je souligne la pleine et agréable collaboration avec Frédéric BUMBIELER de l'ANDRA, qui au-delà de son investissement pour bien poser la problématique dans toute sa complexité, a aussi amené un regard critique qui nous a permis d'approfondir les réponses amenées aux questions soulevées. Je remercie aussi l'ANDRA pour le soutien financier, ce qui a permis entre autre de suffisamment investiguer expérimentalement le sujet.

Enfin, je n'oublie pas mes amis et mes collègues de laboratoire pour leur aide surtout Ba-Linh, Ba-Tam, Minh-Duc, Huu-Viet et Dinh-Cuong, leur cordialité et leur partage ont renforcé ma motivation pour la thèse. Je remercie du fond du cœur ma femme et mon fils qui m'ont soutenu tout au long de cette épreuve, sans leurs sacrifices et compréhension en particulier dans la dernière ligne droite, ce travail n'aurait été aussi abouti. Enfin, ma profonde reconnaissance pour mes parents qui m'ont toujours appuyé tout au long de mes études.

Un grand merci à tous.

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS.....	3
TABLE DES MATIERES	4
LISTE DES TABLE	15
RESUME.....	17
ABSTRACT.....	18
INTRODUCTION GENERALE.....	19
CHAPITRE 1. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE.....	22
1.1 INTRODUCTION	22
1.2 FLAMBAGE.....	22
1.2.1 Introduction	22
1.2.2 Types de flambage	22
1.2.3 Modélisation numérique du flambage.....	23
1.3 FLAMBAGE SOUS PRESSION EXTERNE	30
1.1.1 Introduction	30
1.3.1 Formulations théoriques	30
1.3.1.1 Approche linéaire de Von Mises	30
1.3.1.2 Approche de BATDORF	31
1.3.1.3 Approche de Gérard	33
1.3.1.4 Approche de Donnell	34
1.3.1.5 Approche de Timoshenko	37
1.3.1.6 Limites du domaine d'application de ces formulations aux tubes.....	43
1.3.1.7 Comparaison de l'analyse théorique aux résultats expérimentaux.....	44
1.3.2 Effet des conditions aux limites.....	44
1.3.2.1 Approche de SOBEL	44
1.3.2.2 Approche de YAMAKI.....	46
1.3.3 Effet des configurations du chargement.....	48
1.3.3.1 Pression latérale	48
1.3.3.2 Pression hydrostatique	48
1.3.3.3 Pression latérale et tube bridé.....	49
1.3.3.4 Principales conclusions	50
1.3.4 Effet des imperfections géométriques initiales	50
1.3.4.1 Effet de l'ovalisation	53
1.3.4.2 Effet de la variation d'épaisseur	57
1.3.4.3 Effet de la perte d'épaisseur	58
1.4 COQUES CYLINDRIQUE AVEC CONFINEMENT EXTERNE.....	61
1.4.1 Introduction	61
1.4.2 Formulations théoriques	62
1.4.2.1 Pression critique du tube élastique	62
1.4.2.2 Pression critique du tube élasto-plastique	68
1.4.3 Effet de la nature du « contact ».....	72
1.4.3.1 Introduction	72
1.4.3.2 Effet de la rigidité du matériau de l'interface.....	72
1.4.3.3 Effet du frottement du contact.....	74
1.4.4 Effet des imperfections géométriques initiales	75
1.4.4.1 Effet d'un écart ou gap de contact.....	76
1.4.4.2 Effet d'une ovalisation initiale	77

1.4.4.3	Imperfection localisée ou ondulation locale ou « cloque »	78
1.4.4.4	Combinaison de défauts : gap, imperfection ondulée et ovalisation.....	81
1.4.5	Effet du ratio R/t	82
1.5	CONCLUSION	83
CHAPITRE 2.	EXPERIMENTATION	84
2.1	INTRODUCTION	84
2.2	TESTS PHENOMENOLOGIQUES : COQUE AVEC CONFINEMENT PAR MATERIAU « GLACE »	85
2.2.1	Préparation des éprouvettes.....	85
2.2.2	Condition aux limites.....	86
2.2.3	Instrumentation	87
2.2.4	Dispositif d'essai.....	88
2.2.5	Courbes et mode de flambage	89
2.2.6	Discussions	92
2.3	TESTS DE CAS SIMPLIFIES: COQUE AVEC CONFINEMENT PAR POLYSTYRENE	92
2.3.1	Spécimens testés.....	93
2.3.2	Méthodologie expérimentale.....	95
2.3.3	Résultats	96
2.3.4	Conclusion	106
2.4	TESTS REPRESENTATIFS : COQUE AVEC CONFINEMENT PAR SABLE	108
2.4.1	Spécimens d'essais et conditions aux limites	108
2.4.2	Caractérisation du matériau : acier standard laminé à froid DC01	111
2.4.3	Imperfections géométriques	113
2.4.3.1	Introduction	113
2.4.3.2	Procédure et mesures des imperfections géométriques	114
2.4.4	Instrumentation	116
2.4.5	Dispositif d'essais	116
2.4.6	Procédure d'essai	119
2.4.7	Résultats	119
2.4.7.1	Tests de validation du banc	120
2.4.7.2	Configuration 1	122
2.4.7.3	Configuration 2	131
2.4.7.4	Configuration 3	135
2.4.8	Conclusion	143
CHAPITRE 3.	ETUDE NUMERIQUE DU CHEMISAGE DES ALVEOLES HA : APPROCHE CONSERVATIVE DU	
DIMENSIONNEMENT	144	
3.1	MODELISATION NUMERIQUES DES ESSAIS MENES :	144
3.1.1	Coque avec polystyrène	144
3.1.1.1	Modèle étudié	144
3.1.1.2	Résultats	145
3.1.1.3	Conclusion	150
3.1.2	Coque avec sable.....	150
3.1.2.1	Coque sans confinement	151
3.1.2.2	Coque avec confinement	154
3.1.2.3	Résultats	157
3.1.2.4	Conclusion	162
3.2	MODELISATION NUMERIQUE DU CHEMISAGE D'UNE ALVEOLE HA.....	163
3.2.1	Caractéristique géométrique et matériau.....	163
3.2.2	Modèle 2D.....	165
3.2.2.1	Procédure de calcul	165

3.2.2.2	Tube métallique et confinement externe	165
3.2.2.3	Configuration du contact	166
3.2.2.4	Conditions aux limites et de chargement	167
3.2.2.5	Maillage de la structure et étude de convergence	168
3.2.2.6	Résultats	169
3.2.2.6.1	Tube sans confinement externe	169
3.2.2.6.2	Tube avec confinement externe	171
3.2.2.7	Influence des paramètres	176
3.2.2.7.1	Effet de l'épaisseur du confinement externe	176
3.2.2.7.2	Effet de la rigidité (module d'Young) du matériau de confinement externe	178
3.2.2.7.3	Effet du frottement à l'interface	179
3.2.2.8	Effet du nombre de « lobe »	180
3.2.2.9	Défaut initial de type « corrosion » localisée	182
3.2.2.9.1	Tube sans confinement externe	183
3.2.2.9.1	Tube avec confinement externe	186
3.2.2.10	Défaut initial de type « corrosion » généralisée	188
3.2.2.10.1	Tube sans confinement externe	188
3.2.2.10.2	Tube avec confinement externe	190
3.2.2.11	Effet de la thermique sur le tube	191
3.2.2.12	Combinaison de défauts : ovalisation et corrosion généralisée	196
3.2.3	<i>Modèle 3D</i>	198
3.2.3.1	Modèle étudié	198
3.2.3.2	Configuration du contact	199
3.2.3.3	Maillage de la structure et sa convergence	199
3.2.3.4	Conditions aux limites et chargement	200
3.2.3.5	Résultats	200
3.2.3.6	Influence des paramètres	202
3.2.3.7	Défaut de type « corrosion » généralisée	203
3.2.4	<i>Conclusion</i>	205
CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES		207
RÉFÉRENCES		209
ANNEXE		215

Liste des figures

Figure 1 : Canalisation enterrée pour drainage [1].....	19
Figure 2 : Flambage sous pression externe de coque confinée : (a) tube ondulé [1], (b) liner de tunnel («single lobe») [2] ...	20
Figure 3 : Flambage par : a) bifurcation sans chute de rigidité, b) bifurcation avec chute de rigidité, c) pointe limite [3]	23
Figure 6 : Phénomènes de snap-back, snap-through dans le post-flambage [14].....	24
Figure 7 : Réponse statique instable par la méthode de Riks [17]	25
Figure 8 : Pilotage de type Riks [17].....	25
Figure 9 : Pénétration entre deux surfaces [21].....	26
Figure 10 : Type de contact (a) nœud-vers-surface (N-V-S), (b) surface-vers-surface (S-V-S) [21]	27
Figure 11 : Schéma d'interpolation pour déterminer la pression d'interface [29]	27
Figure 12 : Comparaison entre résultats numériques de Vasilakis et Karamanos [32] [33] et la formule de El-Sawy & Moore et Glock, [37].....	28
Figure 13 : Comparaison de la charge critique selon MEF de Bai [34] (méthode « Riks modifiée ») et solution analytique de Glock [36]. ϕ_k = rapport de rigidité de flexion du confinement sur celle du tube	29
Figure 14 : Comparaison entre les résultats numériques (Elément CPE8R) de Zhaochao [38], la formule de El-Sawy & Moore et la solution analytique [38] ; $m=0$ indique que l'épaisseur du tube est uniforme	29
Figure 15 : Configuration de pression externe	31
Figure 16 : Comparaison de la formule de VON MISES [39] et de BATDORF [41]	32
Figure 17 : Théorie de Gerard [20]- Valeurs de k_y en fonction de Z (pression latérale externe critique)	33
Figure 18 : Théorie de Gerard [20]- Valeurs de k_y en fonction de Z (pression hydrostatique)	34
Figure 19 : Diagramme de Dow [48]- évolution de la pression critique (k_p) en fonction du paramètre de Batdorf [41] (Z) comparaison avec les essais	34
Figure 20 : Flambage sous vide d'un cylindre [49].....	36
Figure 21 : Résultats expérimentaux de Paor [49].....	37
Figure 22 : Flambage sous pression latérale uniforme pour un tube non-confiné [42]	37
Figure 23 : Influence du défaut initial sur la pression critique [53].....	41
Figure 24 : Comparaison des théories de coque de FLUGGE et DONNELL [58].....	43
Figure 25 : Comparaison essais et théorie classique d'après YAMAKI [58].....	44
Figure 26 : Groupes de conditions aux limites	45
Figure 27 : Effet des conditions aux limites et des déformations précritiques [58]	46
Figure 28 : Variation de a_p et b_p en fonction de Z [22].....	47
Figure 29 : Cas de la pression latérale	48
Figure 30 : Cas de la pression hydrostatique	49
Figure 31 : Cas de la pression latérale sur un tube bridé	49
Figure 32 : Evolution des charges de bifurcation plastiques en fonction de D/t pour les cas pression latérale et pression hydrostatique (acier X52) [53]	50
Figure 33 : Evolution du paramètre a_2 qui traduit la sensibilité aux imperfections [58].....	51
Figure 34 : Influence du défaut initial sur la pression critique	52
Figure 35: API casing collapse data (courtesy C.G. Langner, Shell development Co.).....	53
Figure 36 : Effet de l'ovalisation pour un tube en acier X52, avec $D/t=40$	53
Figure 37 : Charges de collapse en fonction de l'ovalisation initiale pour $D/t=39.1$: Comparaison du calcul analytique (équation (1-37) aux essais et à la simulation numérique.....	54
Figure 38 : Effet de l'ovalisation pour un tube en acier X52, avec $D/t=20$	55
Figure 39 : Mode de collapse localisé d'un pipe (Courteys C - FER Technologies) et collapse d'un modèle réduit [56].....	55
Figure 40 : Charges de collapse en fonction de l'ovalisation initiale pour différents D/t : Comparaison essais calculs.	56
Figure 41 : Charges de collapse en fonction de l'ovalisation $D/t=17.5$: tube droit	57

Figure 42 : Charges de collapse fonction de l'excentricité Ξ_0 ou perte d'épaisseur pour un tube épais $D/t=19.23$	58
Figure 43 : Forme des défauts étudiés [66].....	59
Figure 44 : Formule de défaut de corrosion locale [66]	59
Figure 45 : Effet d'un défaut d'épaisseur axisymétrique : Etude de la longueur d'onde axiale du défaut pour différentes amplitudes du défaut d'épaisseur [66].	60
Figure 46 : Effet d'un défaut d'épaisseur non-axisymétrique : Effet de la longueur d'onde azimutale pour différentes amplitudes du défaut [66].....	60
Figure 47 : Charges critiques et modes de flambage [66].....	61
Figure 48 : Modes de flambage obtenus sur un tube avec imperfection d'épaisseur [66].	61
Figure 49 : Flambage dit « single lobe », (a) Déformée de pipeline endommagé [36], (b) Test selon Omara et al [72].	62
Figure 50 : Modèle de Glock [36]	63
Figure 51 : Flambage sous pression latérale uniforme pour un tube non-confiné [42]	63
Figure 52 : Schéma définissant l'écart ou gap initial g [10].....	64
Figure 53 : Configuration du contact, et gap initial pour la solution de Boot et Thépot [82]	65
Figure 54 : Description de combinaison de l'imperfection dans l'analyse MEF [83]	66
Figure 55 : (a) Spécimen testé et confinement, (b) Représentation schématique d'un essai quasi-statique, (c) Déformée du spécimen après testé [86].....	68
Figure 56 : Coque confinée sous pression externe uniforme : configuration de charge et de contact avec prise en compte d'une imperfection initiale [32].....	69
Figure 57 : Variation de la valeur P_{max} en fonction de λ dans l'équation (1-82).....	70
Figure 58 : Déformée de type single lobe du tube (modèle 3D) [90]	71
Figure 59 : Résultats numériques de Valdeolivas et solutions analytiques de Jacobsen et de Roark [90]	71
Figure 60 : Résultats numériques de Valdeolivas et solutions analytiques de Jacobsen, Boot, Glock, Sawy, Montel et Thépôt [90].....	71
Figure 61 : Tube confiné sous pression externe : Effet de la rigidité du corps externe [33].....	72
Figure 62 : Effet de la rigidité du corps externe sur la pression critique d'un tube confiné [32].....	73
Figure 63 : Courbe $f(x)$ à partir des résultats numériques $f(x)$ (1-86) [33]	73
Figure 64 : Tubes cylindriques confiné : Courbes de réponse sous pression externe en fonction de la limite d'élasticité et de la rigidité du confinement [32]	74
Figure 65 : Effet du frottement du contact sur la pression critique d'un tube confiné [32]	75
Figure 66 : Etapes pour l'étude au flambage d'une coque confinée sous pression externe [84]	75
Figure 67 : Classification et combinaison de défauts [84]	76
Figure 68 : Description de l'écart dans l'analyse MEF [83]	76
Figure 69 : Fonction approchée du facteur de réduction pour un défaut de type « gap ».....	77
Figure 70 : Forme « ovale » d'un pipeline en contact avec un corps fissuré [83].....	77
Figure 71 : Description de l'ovalisation dans l'analyse MEF [83]	77
Figure 72 : Fonction approchée du facteur de réduction pour une ovalisation	78
Figure 73 : Description de l'imperfection ondulée dans l'analyse MEF [83]	78
Figure 74 : Fonction approchée du facteur de réduction lié à une imperfection ondulée [83]	79
Figure 75 : Paramètres géométriques de l'imperfection de l'ondulation local [97].....	79
Figure 76. Effet de l'imperfection normalisée (Δ/R) et (a/b) sur la pression critique, Khaled [97]	80
Figure 77. Effet de l'angle ϑ sur la pression critique, Khaled [97].....	80
Figure 78. Effet de l'imperfection normalisée (a/R) sur la pression critique, Khaled [97].....	80
Figure 79 : Description de combinaison de l'imperfection dans l'analyse de MEF [83]	81
Figure 80 : Travaux de Vasilakis [32], a) Influence du ratio R/t sur la charge critique du tube élastique, b) Charges critiques en fonction d'une imperfection pour différents rapports D/t du tube élasto-plastique	82
Figure 81 : a) Spécimen en fer blanc électrolytique, b) Mors, c) métal bas point de fusion	86

Figure 82 : Coque cylindrique avec mors	86
Figure 83 : Spécimen en fer blanc électrolytique avec encastrement aux extrémités	86
Figure 84 : Géométrie de la coque testée	87
Figure 85 : Disposition des jauges à l'intérieur de la coque	87
Figure 86 : Disposition des jauges et des thermocouples sur la cuve	88
Figure 87. Schémas de l'expansion radiale du matériau de l'interface « glace »	88
Figure 88 : Congélateur, essai à -40°C	89
Figure 89 : Déformée de la coque ondulée (CL01) juste après essai	89
Figure 90 : Déformée de la coque ondulée (CL01)	89
Figure 91 : Déformée de la coque sans ondulation (CL02)	90
Figure 92 : Mode de flambage de la coque CL03	90
Figure 93 : Mode de flambage de la coque CL04	90
Figure 94 : Mode de flambage de la coque CL05	90
Figure 95 : Observation expérimental juste après essai pour la coque CL06	91
Figure 96 : Mode de flambage de la coque CL06	91
Figure 97 : Courbes des jauges de déformation versus le temps, coque CL06	92
Figure 99 : a) Caractérisation du matériau, b) Courbe de traction du matériau fer blanc électrolytique	93
Figure 101 : a) Coque avec des jauges de déformation, b) ligne de soudage de la coque, c) coque + bande d'adhésif double face, d) coque avec confinement local, n=2, e) coque avec confinement total, n=2, f) coque avec confinement total, n=4. n est nombre de couche de polystyrène	94
Figure 102 : Système d'acquisition des signaux	96
Figure 103 : Application d'une pression externe sur la coque seule, a) Caractéristiques principales du banc d'essai, b) Vanne de régulation	96
Figure 104 : Déformée du spécimen S.1 (coque seule) après essai	97
Figure 105 : Histoires de pression et de jauges de déformation pour spécimen S.1 (coque seule)	97
Figure 106 : Progression du flambement pour le spécimen S.1 (coque seule)	97
Figure 107 : Courbes de pression externe versus jauges de déformation pour le le spécimen S.1 (coque seule)	98
Figure 108. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque S.1	98
Figure 109 : Mode de flambage du spécimen S.1 (coque seule)	98
Figure 110. Coque CL02 avant et après essai	99
Figure 111 : Histoires de pression et de jauges de déformation pour spécimen S.2 (coque avec confinement local, n=2, avec band d'adhésive double face)	99
Figure 112 : Progression du flambement pour le spécimen S.2 (coque avec confinement local, n=2, avec band d'adhésive double face)	99
Figure 113 : Courbes de pression externe versus jauges de déformation pour le spécimen S.2 (coque avec confinement local, n=2, avec band d'adhésive double face)	100
Figure 114. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque S.2	100
Figure 115 : Mode de flambage du spécimen S.2 (coque avec confinement local, n=2, avec band d'adhésive double face)	100
Figure 116 : Histoires de pression et de jauges de déformation pour spécimen S.3 (coque avec confinement total, n=2, sans band d'adhésive double face)	101
Figure 117 : Courbes de pression externe versus jauges de déformation pour le spécimen S.3 (coque avec confinement total, n=2, sans band d'adhésive double face)	101
Figure 118. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque S.3	101
Figure 119 : Mode de flambage du spécimen S.3 (coque avec confinement total, n=2, sans band d'adhésive double face)	102
Figure 120 : Histoires de pression et de jauges de déformation pour spécimen S.4 (coque avec confinement total, n=2, avec band d'adhésive double face)	102
Figure 121 : Courbes de pression externe versus jauges de déformation pour le spécimen S.4 (coque avec confinement total, n=2, avec band d'adhésive double face)	102
Figure 122. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque S.4	103

Figure 123 : Mode de flambage du spécimen S.4 (coque avec confinement total, $n=2$, avec band d'adhésive double face)	103
Figure 124 : Histoires de pression et de jauges de déformation pour spécimen S.5 (coque avec confinement total, $n=4$, sans band d'adhésive double face)	103
Figure 125 : Courbes de pression externe versus jauges de déformation pour le spécimen S.5 (coque avec confinement total, $n=4$, sans band d'adhésive double face)	104
Figure 126. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque S.5	104
Figure 127 : Mode de flambage du spécimen S.5 (coque avec confinement total, $n=4$, sans band d'adhésive double face)	104
Figure 128 : Histoires de pression et de jauges de déformation pour spécimen S.6 (coque avec confinement total, $n=4$, avec band d'adhésive double face)	105
Figure 129 : Courbes de pression externe versus jauges de déformation pour le spécimen S.6 (coque avec confinement total, $n=4$, avec band d'adhésive double face)	105
Figure 130. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque S.6	105
Figure 131 : Mode de flambage du spécimen S.6 (coque avec confinement total, $n=4$, avec band d'adhésive double face)	106
Figure 132 : Pression hydrostatique (cas S3)	106
Figure 133 : Comparaison de la charge critique de flambage initial avec la valeur moyenne des prévisions théoriques (références citées [102], [103] et [100])	107
Figure 134 : Tube avec ligne de soudage et l'enveloppe gonflable	109
Figure 135 : Frettes (mors) assurant la condition aux limites du tube	109
Figure 136 : (a) Enceinte extérieure ou tube externe, (b) Tube externe + coussin gonflable, (c) idem + tube à tester, (c) sable fin	110
Figure 137 : Matériau assurant le confinement externe: sable fin sec	110
Figure 138 : Epreuve de traction (mm)	111
Figure 139 : Epreuve équipée de jauges et de l'extensomètre	112
Figure 140 : Courbe de traction du matériau de l'acier DC01	112
Figure 141 : Banc de mesure des défauts géométriques	114
Figure 142 : Géométrie réelle traité via le logiciel Matlab pour la coque CL01	115
Figure 143 : Mesure des profondeurs Δw_{0x} de fossettes initiales [105]	115
Figure 144 : Evaluation de la qualité des coques selon l'Eurocode 3	116
Figure 145 : Tube avec jauge, (a) épreuve, (b) position de la jauge	116
Figure 146 : Banc d'essai	117
Figure 147 : Banc + caméra et spot d'éclairage	118
Figure 148 : Schémas du banc d'essai	118
Figure 149 : Bans d'essais et dispositions des éléments constitutifs, a) Tube externe + coussin gonflable + enveloppe métallique, (b) idem + tube à tester, (c) idem + sable sec	120
Figure 150 : Mode de flambage observé à l'extérieur et intérieur du tube CL01	121
Figure 151 : Mode de flambage observé depuis l'intérieur du tube CL02	121
Figure 152 : Mode de flambage observé à l'extérieur du tube CL02	121
Figure 153 : Coque cylindrique avec frettes aux extrémités	122
Figure 154 : Modèle sans enveloppe métallique, (a) tube externe + coussin gonflable, (b) idem + tube à tester, (c) banc + caméra et spot d'éclairage	122
Figure 155 : Courbes pression eau-temps, déformation-temps, coque CL03	123
Figure 156 : Courbes pression versus déformation des jauges, coque CL03	123
Figure 157. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque CL03	123
Figure 158 : Observation de la déformée du tube CL03 juste après l'essai	124
Figure 159 : Mode de flambage observé à l'intérieur du tube CL03	124
Figure 160 : Mode de flambage observé à l'extérieur du tube CL03	124
Figure 161 : Courbes pression versus temps, et déformation versus temps, coque CL04	125
Figure 162 : Courbes pression versus déformation des jauges (coque CL04)	125
Figure 163. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque CL04	125

Figure 164 : Déformée du tube CL04 juste après l'essai	126
Figure 165 : Mode de flambage observé de l'extérieur (tube CL04)	126
Figure 166 : Courbes pression versus temps, et déformation versus temps, coque CL05	127
Figure 167 : Courbes pression versus déformation des jauges, coque CL05	127
Figure 168. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque CL05	127
Figure 169 : Déformée du tube CL05 juste après l'essai	128
Figure 170 : Mode de flambage observé à l'extérieur du tube CL05	128
Figure 171 : Courbes pression versus temps (CL03, CL04 et CL05)	128
Figure 172 : Courbes pression versus déformation moyenne des jauges, CL03, CL04 et CL05	129
Figure 173. Superposition de la courbe pression eau dans coussin, pression calculée à partir de déformation moyenne versus le temps, coque CL03, CL04, CL05	129
Figure 174. Superposition de la courbe pression eau dans coussin, pression calculée à partir de déformation minimale versus le temps, coque CL03, CL04, CL05	130
Figure 175 : Mode de flambage observé à l'intérieur (CL03, CL04 et CL05)	130
Figure 176 : Mode de flambage observé de l'extérieur (CL03, CL04 et CL05)	130
Dans cette configuration, le matériau assurant le confinement est comme précédemment un sable fin sec (Figure 137a). Afin de mieux comprendre le rôle de la rigidité (changement du matériau de l'interface) du contact entre le tube et le confinement externe, deux tubes sont testés avec deux différentes configurations du renforcement. On a collé une plaque courbe (pour la coque CL06) et le polystyrène (pour la coque CL07) à l'aide d'une bande d'adhésive double face sur la ligne de soudage du tube. Dans cette étude, nous considérons tout d'abord 70mm de largeur circonférentielle, 0.8mm de l'épaisseur de la plaque en acier standard laminé à froid DC01 et 160mm de largeur circonférentielle, 13.6mm de l'épaisseur de polystyrène (Figure 177). Figure 177 : Renforcement sur ligne de soudage de la coque.....	
Figure 177 : Renforcement sur ligne de soudage de la coque.....	131
Figure 178 : Courbes pression-temps, déformation-temps, coque CL06.....	132
Figure 179 : Courbes pression-déformation des jauges, coque CL06.....	132
Figure 180. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque CL06.....	132
Figure 181 : Déformée du tube CL06 après essai.....	133
Figure 182 : Mode de flambage du tube CL06.....	133
Figure 183 : Courbes pression eau-déformation des jauges, coque CL07.....	133
Figure 184 : Courbes pression eau-temps, déformation-temps, coque CL07.....	134
Figure 185. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque CL07.....	134
Figure 186 : Déformée du tube CL07 après essai.....	134
Figure 187 : Mode de flambage du tube CL07.....	135
Figure 188 : Courbes pression eau-moyenne des déformations des jauges, CL06, CL07	135
Figure 189 : Matériau de confinement sable mouillé (juste après essai).....	136
Figure 190 : Courbes pression eau-temps, déformation-temps, coque CL08.....	136
Figure 191 : Courbes pression eau-déformation des jauges, coque CL08.....	136
Figure 192. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque CL08.....	137
Figure 193 : Mode de flambage observé à l'extérieur et à l'intérieur du tube CL08.....	137
Figure 194 : Courbes pression eau-temps, déformation-temps, coque CL09.....	137
Figure 195 : Courbes pression eau-déformation des jauges, coque CL09.....	138
Figure 196. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque CL09.....	138
Figure 197 : Mode de flambage observé à l'extérieur et à l'intérieur du tube CL09.....	138
Figure 198 : Courbes pression eau-temps, déformation-temps, coque CL10.....	139
Figure 199 : Courbes pression eau-déformation des jauges, coque CL10.....	139
Figure 199 : Courbes pression eau-temps, coque CL10.....	139
Figure 200 : Mode de flambage observé à l'extérieur et à l'intérieur du tube CL10.....	140
Figure 201 : Courbes pression eau-temps des tubes CL08, CL09 et CL10.....	140
Figure 202 : Courbes pression eau-moyenne des déformations des jauges, CL08, CL09 et CL10	140

Figure 203. Superposition de la courbe pression eau dans coussin, pression calculée à partir de déformation moyenne versus le temps, coque CL08, CL09, CL10.....	141
Figure 204. Superposition de la courbe pression eau dans coussin, pression calculée à partir de déformation minimale versus le temps, coque CL08, CL09, CL10.....	141
Figure 205 : Mode de flambage observé à l'intérieur des tubes CL08, CL09 et CL10.....	141
Figure 206 : Mode de flambage des tubes CL08, CL09 et CL10.....	142
Figure 207 : Bilan de la pression critique pour différentes configurations (C : configuration).....	142
Figure 208 : Modèles étudiés: a) Coque cylindrique sans confinement, b) Coque cylindrique avec confinement local (polystyrène expansé), c) Coque cylindrique avec confinement total.....	145
Figure 209 : Type du chargement.....	145
Figure 210 : Déformée des spécimens S.2 et S.4 en observant à la section $Z=h/2$	146
Figure 211 : Déformée prédite en phase de flambage élastique sur la coque seule (spécimen S.1). (a) montre une vue en plan et (b, c) montre une élévation. Les deux extrémités de la coque et le confinement externe sont enlevés pour la clarté visuelle. Déplacements $40 \times$	146
Figure 212 : Snap-through à six lobes de la coque seule (spécimen S.1). (a) montre une vue en plan et (b, c) montre une élévation. Les extrémités du cylindre et le confinement externe sont enlevés pour la clarté visuelle. Déplacements $5 \times$	146
Figure 213 : Déformée prédite en phase de flambage élastique sur la coque avec confinement local (spécimen S.2). (a) montre une vue en plan et (b, c) montre une élévation. Les deux extrémités de la coque et le confinement externe sont enlevés pour la clarté visuelle. Déplacements $40 \times$	147
Figure 214 : Snap-through à six lobes de la coque avec confinement local (spécimen S.2). (a) montre une vue en plan et (b, c) montre une élévation. Les extrémités du cylindre et le confinement externe sont enlevés pour la clarté visuelle. Déplacements $5 \times$	147
Figure 215 : Déformée prédite en phase de flambage élastique sur la coque avec confinement total (spécimen S.3). (a) montre une vue en plan et (b, c) montre une élévation. Les deux extrémités de la coque et le confinement externe sont enlevés pour la clarté visuelle. Déplacements $40 \times$	147
Figure 216 : Snap-through à six lobes de la coque avec confinement total (spécimen S.3). (a) montre une vue en plan et (b, c) montre une élévation. Les extrémités du cylindre et le confinement externe sont enlevés pour la clarté visuelle. Déplacements $5 \times$	148
Figure 217 : Déformée prédite en phase de flambage élastique sur la coque avec confinement total (spécimen S.4). (a) montre une vue en plan et (b, c) montre une élévation. Les deux extrémités de la coque et le confinement externe sont enlevés pour la clarté visuelle. Déplacements $40 \times$	148
Figure 218 : Snap-through à six lobes de la coque avec confinement total (spécimen S.4). (a) montre une vue en plan et (b, c) montre une élévation. Les extrémités du cylindre et le confinement externe sont enlevés pour la clarté visuelle. Déplacements $5 \times$	148
Figure 219 : Comparaison de la charge critique avec les prévisions théoriques (cite par [102], [103] et [100]).....	150
Figure 220 : Courbe de traction du matériau de l'acier DC01.....	152
Figure 221 : Modèle du tube sans confinement, pression latérale.....	153
Figure 222 : Déformée du tube sans confinement, pression latérale, méthode Buckle.....	153
Figure 223 : Déformée du tube sans confinement, pression latérale, méthode « Riks modifié ».....	154
Figure 224 : Forme de la coque et du confinement sur modèle étudié.....	155
Figure 225 : Configuration du contact S-V-S entre coque-confinement externe, confinement externe-anneau rigide.....	155
Figure 226 : Conditions aux limites et chargement.....	156
Figure 227 : Deux configurations du chargement.....	156
Figure 228 : Solution du maillage de la coque, du confinement et de l'anneau rigide.....	157
Figure 229 : Superposition de la courbe pression versus déplacement radial du point A.....	158
Figure 230 : Déformée de la coque avec confinement ($E'=1000\text{MPa}$, épaisseur 20mm).....	158
Figure 231 : Mode de flambage, le confinement ($E'=1000\text{MPa}$, épaisseur 20mm) est apuré pour clarté.....	158
Figure 232 : Pression critique en fonction de la rigidité du confinement pour la configuration 1, $t_c=20\text{mm}$	159
Figure 233 : Pression critique en fonction de la rigidité du confinement pour la configuration 1, $t_c=40\text{mm}$	160

Figure 234. Courbe pression calculée à partir de la contrainte moyenne sur la paroi du tube versus rigidité du confinement pour différentes épaisseurs du confinement, configuration 1	160
Figure 235 : Comparaison de la pression critique de la coque pour deux configurations du chargement	161
Figure 236 : Modes de flambage vers l'intérieur de la coque, effet du mode de chargement et de la rigidité du confinement (épaisseur 20mm). (Confinement et anneaux rigides sont apurés pour une meilleure lisibilité)	161
Figure 237 : Pression critique en fonction du frottement du contact pour la configuration 1	162
Figure 238 : Modes de collapse pour différentes valeur du frottement. (Le confinement de module $E'=10$ Mpa, $t_c=20$ mm et l'anneau rigide sont apurés pour un meilleur rendu visuel, configuration 1)	162
Figure 239: Courbe de traction conventionnelle du matériau API 5L X65	164
Figure 240 : Forme du tube et du confinement sur modèle étudié	166
Figure 241 : Solution optimisée du contact entre le tube et le corps externe	167
Figure 242 : Conditions aux limites et chargement	168
Figure 243 : Élément en contrainte plane CPE4R avec 1 point d'intégration	168
Figure 244 : Modèle étudié (Maillage du tube et du confinement)	169
Figure 245 : Mode critique du tube élastique sans confinement	170
Figure 246 : Comportement du tube élasto-plastique non-confiné	171
Figure 247 : Evolution de la déformée du tube élasto-plastique non-confiné	171
Figure 248 : Comportement du tube élastique confiné par un matériau infiniment rigide	173
Figure 249 : Evolution de la déformée du tube élastique confiné par un matériau infiniment rigide	174
Figure 250 : Comportement du tube élasto-plastique confiné par un matériau infiniment rigide	174
Figure 251 : Evolution de la déformée du tube élasto-plastique confiné par un matériau infiniment rigide	175
Figure 252 : Mode de collapse du tube élastique et élasto-plastique confiné par un matériau infiniment rigide	175
Figure 253 : Différents épaisseurs du confinement externe	177
Figure 254 : Effet de l'épaisseur du confinement externe sur le flambage mono-lobé du tube	177
Figure 255 : Déformée du tube en fonction de l'épaisseur du confinement	178
Figure 256 : Effet de la rigidité du confinement externe	179
Figure 257 : Charge collapse du tube en fonction de frottement du contact	180
Figure 258. Modèle étudié des multi-lobes	180
Figure 259 : Réponse du tube en fonction du nombre de « lobes »	181
Figure 260 : Déformée du tube avec différents nombres de « lobe »	181
Figure 261 : Défaut de corrosion localisée extérieure, implanté au sommet du tube	182
Figure 262 : Modèles étudiés dans le cas du tube corrodé mais sans confinement	183
Figure 263 : Pression de collapse en fonction de $c/\pi D$	183
Figure 264 : Différents modes de collapse du tube corrodé et non confiné	184
Figure 265 : Modes de collapse du tube non confiné avec défaut de corrosion localisée ($d/t=0.2$)	184
Figure 266 : Modes de collapse du tube non confiné avec défaut de corrosion localisée ($d/t=0.4$)	184
Figure 267 : Modes de collapse du tube non confiné avec défaut de corrosion localisée ($d/t=0.6$)	185
Figure 268 : Modes de collapse du tube non confiné avec défaut de corrosion localisée ($d/t=0.8$)	185
Figure 269 : Tube avec défaut de corrosion localisé : $d/t=0.6$, $c/\pi D=0.1$ Configurations « sans contact » et « avec contact » entre la couche corrodée et le confinement externe	186
Figure 270 : Effet du défaut de corrosion sur la charge de collapse du tube confiné	187
Figure 271 : Evolution de la charge de collapse du tube confiné en fonction du défaut de corrosion	187
Figure 272 : Modes de collapse du tube confiné avec défaut de corrosion localisée $d/t=0.6$	188
Figure 273 : Evolution des charges de collapse du tube non confiné en fonction de l'épaisseur	189
Figure 274 : Déformation des tubes élastiques non confinés pour différents épaisseurs	190
Figure 275 : Modèles étudiés avec différents épaisseurs du tube	190
Figure 276 : Evaluation de la charge de collapse pour différents épaisseurs du tube	191
Figure 277 : Exemple de la déformée du tube avec ses différents épaisseurs	191
Figure 278 : Comportement du tube élasto-plastique confiné avec effet de la thermique	193

Figure 279 : Evolution de la pression de collapse du tube confiné en fonction de la thermique	193
Figure 280 : Exemples de déformées du tube de 25mm d'épaisseur en fonction de la thermique.....	193
Figure 281 : Modèles étudiés avec différentes épaisseurs du tube.....	194
Figure 282 : Evolution de la charge de collapse en fonction de l'épaisseur du tube.....	194
Figure 283 : Evolution de la charge critique en fonction de la thermique et pour différentes épaisseurs.....	195
Figure 284 : D Déformées du tube pour différentes épaisseurs et $\Delta t=150^{\circ}\text{C}$	195
Figure 285 : Description de l'imperfection géométrique de type d'ovalisation	196
Figure 286 : Charge de collapse du tube avec défaut d'ovalisation et corrosion généralisée	197
Figure 287 : Exemple de la déformée du tube avec la combinaison des défauts de l'ovalisation et corrosion généralisée ..	197
Figure 288 : Modèle étudié	198
Figure 289 : Configuration du contact entre tube et confinement externe	199
Figure 290 : Maillage du tube	200
Figure 291 : Condition aux limites et chargement	200
Figure 292 : Taille et forme du défaut de type « corrosion » localisée du tube sans confinement [1].....	201
Figure 293 : Réponse du tube confiné avec défaut initial de type « corrosion » localisée.....	201
Figure 294 : Evolution de la déformée du tube confiné avec défaut initial de type « corrosion » localisée $c/\pi D=0.1$; $d/t=0.3$, $l/D=1$	202
Figure 295 : Flambage en mono-lobes du tube confiné avec défaut initial de type « corrosion » localisée $c/\pi D=0.1$; $d/t=0.3$, $l/D=1$	202
Figure 296 : Evolution de la charge de collapse du tube confiné avec défaut de corrosion localisée $c/\pi D=0.05$ fixe et d/t variable	203
Figure 297 : Déformation du tube confiné avec défaut de corrosion localisée $c/\pi D=0.05$, $l=250\text{mm}$	203
Figure 298 : Réponse du tube confiné.....	204
Figure 299 : Evaluation de la déformée du tube confiné	204
Figure 300 : Flambage en mono-lobes du tube confiné	204
Figure 301 : Evaluation de la charge de collapse avec différentes épaisseurs du tube confiné, pression externe	205
Figure 302 : Déformées obtenues pour différentes épaisseurs.....	205
Figure 304 : Evaluation de la qualité des coques selon l'Eurocode 3.....	215
Figure 307 : Géométrie réelle des coques.....	217

Liste des tableaux

Tableau 1 : Comparaison des résultats analytiques, expérimentaux, et numériques selon Paor [49].....	37
Tableau 2 : Définition et effet des conditions aux limites d'après SOBEL [61].....	45
Tableau 3 : Coefficients pour les différents types d'imperfection dans l'équation (1-76) [83] ; S.E est l'erreur standard	66
Tableau 4. Coefficients à prendre en compte dans l'équation (1-77) [83].....	67
Tableau 5 : Coefficients pour les différents types d'imperfection dans l'équation (1-76) [83]	79
Tableau 6 : Coefficients pour inclusion dans l'équation (1-77) [83].....	82
Tableau 7 : Paramètres géométriques et matériaux de la coque cylindrique.....	87
Tableau 8 : Paramètres géométriques et matériaux de la coque cylindrique.....	93
Tableau 9 : Paramètres géométriques et matériaux des feuillards en polystyrène.....	93
Tableau 10 : Spécifications géométriques de coque cylindrique et de polystyrène expansé	95
Tableau 11 : Bilan de la pression critique pour les six spécimens	106
Tableau 12 : Prédiction théorique de codes de conception et des recommandations (cas S3-Tableau 2)	107
Tableau 13 : Caractéristiques géométriques des éprouvettes tubulaires	110
Tableau 14 : Points définissant la courbe de traction, retenue pour le calcul numérique	113
Tableau 15 : Paramètres matériau acier standard laminé à froid DC01	113
Tableau 16 : Valeurs du paramètre de tolérance de fossettes $U_{0,max}$ [105]	115
Tableau 17 : Les différentes configurations étudiées.....	120
Tableau 18 : Charges critiques obtenues	131
Tableau 19 : Charges critiques obtenues pour chaque tube.....	135
Tableau 20 : Charges critiques obtenues pour chaque tube.....	142
Tableau 21 : Pression critique du flambage initial et du post-flambage pour tous les spécimens	149
Tableau 22 : Charge critique et nombre du mode de flambage obtenu par l'étude expérimental et l'étude numérique	149
Tableau 23 : Paramètres matériels et géométriques de la coque	152
Tableau 24 : Charge critique de la coque sans confinement.....	154
Tableau 25 : Paramètres géométriques analysés pour le modèle de la configuration 1	159
Tableau 26: Paramètres géométriques et matériau des tubes en acier- API 5L X65	164
Tableau 27: Points définissant la courbe de traction retenue pour le calcul numérique	164
Tableau 28 : Paramètres géométriques analysés	170
Tableau 29 : Comparaison du charges de collapse (Mpa) du modèle numérique/solution analytique de Timoshenko pour le tube sans confinement.....	170
Tableau 30 : Paramètres géométriques analysés	172
Tableau 31 : Comparaison des charges de collapse (Mpa) du modèle numérique/solution analytique	173
Tableau 32 : Paramètres considérés variables, et valeurs étudiées.....	176
Tableau 33 : Paramètres analysés sur l'effet de l'épaisseur du confinement.....	177
Tableau 34 : Paramètres analysés sur l'effet de la rigidité du confinement.....	179
Tableau 35 : Données fixes et plage du paramètre variable pour évaluer l'effet du frottement.....	180
Tableau 36 : Paramètres retenus pour analyser l'effet du nombre de « lobes »	181
Tableau 37 : Données fixes et paramètres variables retenus pour le défaut de corrosion localisée	183
Tableau 38 : Evaluation du mode de collapse du tube	185
Tableau 39 : Données fixes et variables pour l'étude du défaut de corrosion localisée.....	186
Tableau 40 : Paramètres fixes et données variables pour étudier l'effet de la corrosion généralisée.....	189
Tableau 41 : Paramètres analysés sur changement de l'épaisseur du tube	190
Tableau 42 : Paramètres analysés	192
Tableau 43 : Equations de la pression de collapse fonction de ΔT pour différentes épaisseurs du tube	196
Tableau 44 : Données fixes et paramètres variables pour l'étude d'influence du défaut.....	197

Table des tables

<i>Tableau 45 : Données caractérisant le tube étudié.....</i>	<i>201</i>
<i>Tableau 46 : Paramètres analyses</i>	<i>202</i>
<i>Tableau 47 : Paramètres géométriques analysés</i>	<i>203</i>

Résumé

Motivé par des applications pratiques d'ingénierie, les coques cylindriques à parois minces sont très largement utilisées comme éléments de structure. En raison de leur faible résistance à la flexion, ces structures sont très sensibles au phénomène de flambage lorsqu'elles sont exposées à une charge de pression externe. Une rigidification classique qui permet d'améliorer la capacité portante est d'adjoindre des anneaux raidisseurs reliés par des longerons ou raidisseurs axiaux. Dans ces configurations les éléments de raidissage sont partie intégrante de la structure avec une continuité de matière. On peut se poser la question de l'effet de structures externes adjacentes contiguës mais non continue assurant un contact externe surfacique total ou local. Il s'agit en l'occurrence de configurations réelles, telle que celles des conduites enterrées, pipeline, ou encore le cas de structures calorifugées. Cette étude vise à analyser ces cas de figures où la coque est en contact avec un matériau qui la confine, et qu'elle subit une pression latérale externe. Les paramètres dont il faut évaluer la sensibilité dans la problématique du flambage avec contact d'une coque sous pression externe sont : Les conditions de contact entre les deux corps, avec la présence ou pas de frottement à l'interface, la rigidité du matériau de confinement, les conditions de chargement, sachant que la pression peut être directement appliquée à la coque comme elle peut être induite par le matériau de confinement qui par retrait ou retreint ou convergence radiale induit des contraintes dans la coque, et enfin l'effet des imperfections géométriques initiales qui dans les configurations plus classiques (pas de contact) est drastique.

Pour répondre à ces questions, nous avons mené une campagne expérimentale où plusieurs configurations de confinement sont considérées. La nature du milieu extérieur associé au confinement et donc sa rigidité, le type de confinement, discret ou locale au bien total (surface entière de la coque), sont évalués. La mise au point de bancs appropriés à ce type de problématique, une instrumentation adéquate, couplant des mesures ponctuelles et de champ, nous ont permis de correctement mettre en exergue la phénoménologie et de l'étudier finement.

La modélisation numérique est aussi menée en utilisant des outils de calcul par éléments finis à l'aide du code de calcul Abaqus/Standard 6.12-3. Les simulations numériques intègrent les différentes non linéarité en interaction dans ce problème, les grands déplacements et rotations du fait du flambage, la non linéarité matériau, pour certains cas le flambage est plastique, mais aussi la non linéarité induite par un contact évolutif. La modélisation est menée en 2D et 3D maillage, et dans ce dernier cas soit à l'aide d'éléments de coque soit à l'aide d'éléments massifs, le but premier étant de corroborer les observations expérimentales de façon plus ou moins fines.

Ces travaux montrent que même pour un confinement externe avec une très faible rigidité de membrane, comme pour le sable ou le polystyrène expansé, un gain important de capacité portante est observé, le flambage est retardé. L'augmentation est substantielle dans le cas d'un confinement total, non négligeable et consistante dans le cas d'un confinement local. Nous avons aussi constaté que la charge de flambage et le mode associé dépendent essentiellement de la configuration de contact, en termes de rigidité, le frottement à l'interface n'a qu'une influence limitée.

Mots clés : Flambage avec contact, post-flambage, pression externe, renforcement, confinement local ou total, flambage élastique, flambage plastique

Abstract

Motivated by practical engineering applications, thin-walled cylindrical shells are widely used as structural elements. Because of their low flexural strength, these structures are very sensitive to buckling when exposed to external pressure. Conventional stiffening which makes it possible to improve the bearing capacity is to add stiffening rings connected by axial stiffeners or axial stiffeners. In these configurations the stiffening elements are an integral part of the structure with a continuity of material. One can ask the question of the effect of contiguous but non-continuous adjacent external structures ensuring total or local surface external contact. These are real configurations, such as those of buried pipelines, pipelines, or the case of insulated structures. This study aims to analyze these cases where the shell is in contact with a material which confines it, and that it undergoes an external lateral pressure. The contact conditions between the two bodies, whether rubbing or not, the stiffness of the confinement as well as the loading conditions, the pressure which can be directly applied to the shell as it may be induced by the confinement material which by withdrawal or shrinkage or Radial convergence induces stresses, these are the parameters that we consider essential for gauging the problem of buckling with contact of an external pressure shell. To answer these questions, we conducted an experimental campaign where several configurations of confinement are considered. The nature of the external environment associated with the confinement and therefore its rigidity, the type of confinement, discrete local or the total property (entire surface of the shell), are evaluated. Appropriate instrumentation, coupling point and field measurements, has allowed us to correctly highlight the phenomenology. Numerical modeling is also carried out using finite element method by Abaqus/Standard 6.12-3 code. Numerical simulations integrate the different nonlinearities in this problem, large displacements and rotations due to buckling, nonlinearity material, in some cases the buckling is plastic, but also the nonlinearity induced by an evolutionary contact. The modeling is carried out in 2D and 3D mesh, and in the latter case either by means of shell elements or by massive elements, the first aim being to corroborate the experimental observations more or less precisely. This work shows that even for external confinement with very low membrane rigidity, as for sand or expanded polystyrene, a significant gain in bearing capacity is observed, the buckling is delayed. The increase is substantial in the case of a total confinement which is not negligible and consistent in the case of local confinement. We have also found that the buckling load and the associated mode depend on the contact configuration, in particular the flexural rigidity of the confinement.

Key words: Buckling with contact, post-buckling, external pressure, strengthening, local or total confinement, elastic buckling, plastic buckling

Introduction générale

Le Centre industriel de stockage géologique (CIGEO) permettra de stocker les déchets radioactifs de Haute Activité (HA) dans des micro-tunnels borgnes appelés alvéoles qui seront chemisées à l'aide de tubes épais en acier. La convergence de la roche induit forcément une contrainte circonférentielle de compression au niveau de ce chemisage. Dès lors, la question de l'instabilité ou flambage de ces tubes métalliques est légitime. Le chargement vu par le tube peut sans doute être approximé par une pression latérale externe, l'éventuel flambage se ferait alors en la présence d'un contact surfacique. L'ANDRA se pose la question d'un dimensionnement conservatif (sur une durée à minima de 100 ans qui pourrait être étendue à 500 ans) de ces tubes vis-à-vis du flambage. Le temps intervient du fait d'une définition temporelle du chargement, mais aussi du fait de la nécessité de tenir compte d'une cinétique de perte d'épaisseur du tube liée à la corrosion (localisée ou généralisée) en fonction du temps. Les problèmes de flambement de coques cylindriques (Figure 2) sont intensivement étudiés dans la littérature depuis quelques décennies. Généralement, les cas de charge traités sont la pression externe, la compression axiale, le cisaillement, la flexion, la thermique, ainsi que leurs interactions. Mais la plupart des travaux publiés se focalisent sur le cas où la coque ne subit pas de contact sur sa surface interne ou externe. En fait, très peu de travaux traitent du flambement de tubes avec contact (coque confinée).



Figure 1 : Canalisations enterrées pour drainage [1]

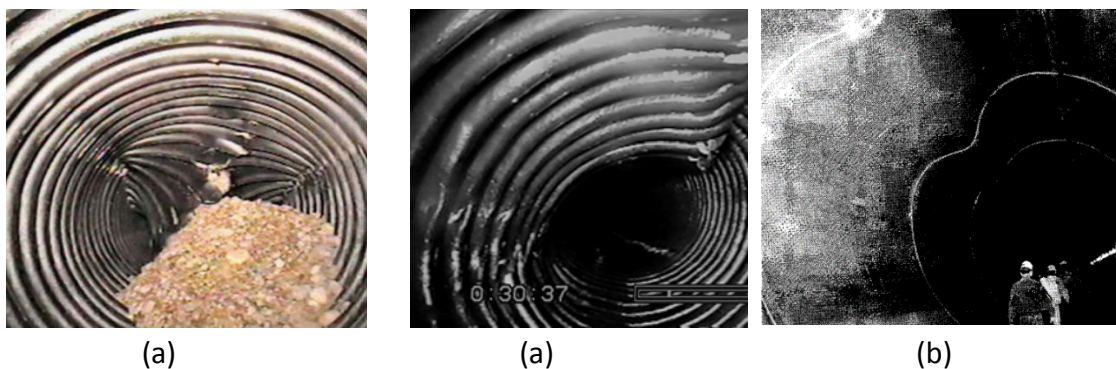


Figure 2 : Flambage sous pression externe de coque confinée : (a) tube ondulé [1], (b) liner de tunnel («single lobe») [2]

L'objet de cette recherche est de comprendre la problématique du flambage de coques ou tubes confinés, d'abord sur le plan qualitatif en mettant en exergue la phénoménologie et les paramètres sensibles, ensuite sur le plan quantitatif en s'appuyant sur des essais de qualités et sur la modélisation numérique de ces essais et des résultats de la littérature. Préalablement, un état de l'art ou étude bibliographique sur le flambage de coques avec contact, est mené. Puis l'approche expérimentale avec des essais simplifiés, non parfaitement représentatif, va nous permettre d'une part de mettre en exergue le phénomène, d'autre part d'étudier l'impact de divers paramètres pour en quantifier l'effet de façon globale et de conclure quant à leur sensibilité. Enfin des essais de plus grande qualité, autant sur les mesures que sur le protocole expérimental et sur la représentativité des essais, sont menés. Puis, la simulation numérique, en non linéaire géométrique (flambage), en non linéaire matériau et intégrant les non linéarité induites par les conditions aux limites de contact, est abordée en utilisant le code de calcul Abaqus/Standard. Une fois les résultats des essais corroborés, la modélisation numérique est intensivement utilisée pour peser la sensibilité de divers paramètres et élargir l'étude au-delà des plages d'intérêt pour assurer le conservatisme des choix faits.

Le mémoire de thèse se structure en trois parties :

Le premier chapitre se focalise sur une étude bibliographique, nous déclinons de façon succincte les concepts clés en relation avec notre travail de recherche. Les notions classiques de flambage sont rappelées, essentiellement pour ce qui est des méthodes numériques dont on dispose pour déterminer la charge critique de flambage. L'accent est plus particulièrement mis sur les approches et les outils dont on dispose dans le code Abaqus/Standard. Puis nous discutons des caractéristiques des configurations de contact, avec plus précisément les approches numériques pour le modéliser. La comparaison des approches et modélisations proposées dans la littérature, nous permet les choix pertinents pour traiter de notre problématique. Ce chapitre nous permet finalement de dresser un état de l'art concernant le flambage sous contact selon la configuration du contact.

Le deuxième chapitre se consacre à l'étude expérimentale de la problématique posée, celle de l'interaction du flambage et du contact. Divers essais simples mais riche d'enseignement ont été mis en place pour mieux appréhender la problématique du flambage avec contact. Tout d'abord des essais de flambement sous pression externe de coques cylindriques en fer blanc électrolytique, avec ou sans contact, ce dernier étant surfacique, confinée à une zone, ou qui s'étend à toute la surface externe de la coque, on parlera alors de contact généralisé ou total au sens où la coque est totalement confinée. La pression externe peut soit être appliquée directement sur la coque métallique (pression fluide, ou par dépression), ou alors appliquée au milieu confinant la coque qui par sa déformation radiale vers l'intérieur, induit le chargement de la coque. La nature de cette pression que subit indirectement la coque est un problème ouvert, car on ne mesure alors pas précisément ce que supporte la coque confinée. Pour ces divers cas, les dispositifs d'essais mis en place sont décrits, ainsi que la caractérisation des spécimens d'essais, avec plus précisément la mesure de leurs défauts géométriques initiaux et la caractérisation de leur matériau constitutif. Une attention particulière est

portée aux conditions aux limites, qui peuvent être sensibles selon les configurations, ainsi qu'au système de mise en charge. Enfin le protocole d'essais rigoureusement respecté, et une instrumentation pertinente permettent de vérifier les comportements précritique et critique. La reproductibilité des essais est aussi démontrée, elle nous permettra alors d'envisager la simulation numérique de façon robuste dans le chapitre suivant. Les résultats des essais menés sont exposés, interprétés, et une étude paramétrique tente d'évaluer l'effet de la configuration du contact (frottement du contact et rigidité du confinement).

Le troisième chapitre se focalise sur la modélisation numérique. Les calculs sont menés à l'aide du code Abaqus/Standard avec le choix de l'approche par schéma implicite quasi-statique qui nous semble incontournable pour l'étude du flambage. Par ailleurs, ce code permet la gestion des problèmes de contact de façon optimale, ainsi que le calcul en non linéaire géométrique et matériau tout en assurant la capture des comportements instables, ce qui permet la détection de l'instabilité et donc l'évaluation de la charge de collapse et le mode de collapse associé. Nous détaillons d'abord la configuration de calculs choisie et les paramètres matériau, le choix des éléments finis pour le maillage du tube et du milieu confinant, le traitement du contact depuis son initiation jusqu'à sa gestion lors de l'instabilité, la méthode de résolution. La comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques montre la pertinence du modèle utilisé. De nombreux calculs paramétriques sont ensuite menés en 2D et en 3D pour étendre le domaine d'étude et bien quantifier la sensibilité de divers paramètres afin de proposer in fine une méthode de design via le calcul qui soit conservative. Nous finissons par rappeler les apports de cette étude mais aussi à en souligner les manques, ce qui nous permet de proposer des perspectives, aussi bien sur le plan expérimental que numérique.

Chapitre 1. Etude bibliographique

1.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous faisons le point sur les concepts clés intéressants de prime abord notre travail de recherche. Nous présentons les travaux qui ont contribué à nous éclairer quant à nos choix pour traiter de notre problématique autant pour ce qui est de l'approche expérimentale que numérique. Tout d'abord, une présentation des notions essentielles relatives aux phénomènes du flambage, ensuite les différentes formulations analytiques de la charge critique de flambement sont proposées pour le cas d'une coque soumise à pression externe, pour la configuration non confinée, ou confinée. Enfin, les influences du ratio R/t , de la nature du défaut initial et de son amplitude, de la configuration du contact (rigidité de confinement, frottement à l'interface) et de divers autres paramètres (plasticité, conditions aux limites...) sont rappelées.

1.2 Flambage

1.2.1 Introduction

Théoriquement, le flambage est un phénomène d'instabilité de la structure soumise à des contraintes de compression agissant dans la surface moyenne. Autrement dit, c'est le phénomène d'augmentation soudaine des déformations lorsque la charge dépasse une certaine valeur [3]. Pratiquement, le flambage est un processus au cours duquel une structure soumise à un chargement, subit un changement important de forme lié aux effets géométriques non linéaires. La charge critique de flambage est la valeur de la sollicitation à partir de laquelle un accroissement de charge infiniment petit se traduit par d'important changement de forme de la structure, la configuration obtenue est appelée mode de flambage.

On peut différencier le flambage statique du flambage dynamique selon l'histoire du chargement, le flambage est dit statique, lorsque le processus de chargement est suffisamment lent pour que la structure soit considérée à tout instant en état d'équilibre quasi statique en négligeant la vitesse de sollicitation. Le flambage est dynamique, si le chargement s'opère à une vitesse non négligeable, on doit alors prendre en compte les forces d'inertie.

Et on distingue le flambage élastique du flambage plastique selon la valeur de la charge critique comparativement à la valeur de charge amenant la plastification du matériau. Ainsi, le flambage est dit élastique lorsque la contrainte critique est inférieure à la limite d'élasticité de matériau, et le flambage est plastique, lorsque la contrainte critique est supérieure à la limite d'élasticité du matériau.

1.2.2 Types de flambage

Soit δ un déplacement généralisé caractéristique du comportement de la structure, la courbe $F(\delta)$ est le chemin fondamental d'équilibre que la structure emprunte dès l'application des charges, le flambage peut être classé selon trois types :

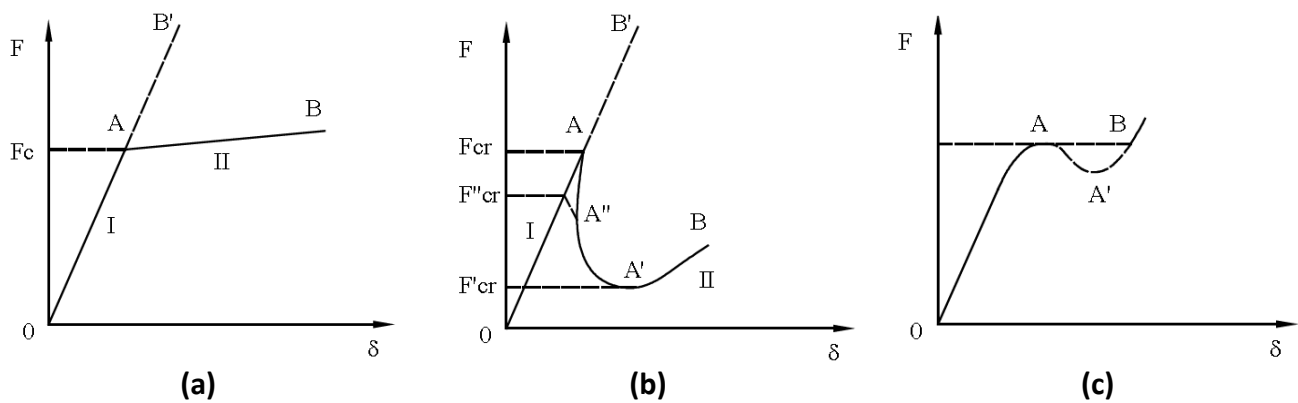


Figure 3 : Flambage par : a) bifurcation sans chute de rigidité, b) bifurcation avec chute de rigidité, c) pointe limite [3]

Le premier cas, décrit à la Figure 3a traduit un comportement post-critique stable. Ce type de comportement est constaté dans le cas des plaques rectangulaires soumises à la compression longitudinale ou dans le cas des poutres sous compression axiale. La branche OA correspond à l'état fondamental d'équilibre de la structure ($F < F_{cr}$). Sur la branche AB, la structure passe à une configuration adjacente ou flambée ($F > F_{cr}$).

Le deuxième cas (Figure 3b) correspond au cas d'une coque cylindrique sous compression axiale, en l'absence d'imperfections géométriques initiales. Elle se déforme en gardant globalement la symétrie de révolution dans la configuration initiale I, et elle prend une forme flambée en perdant la symétrie de révolution (configuration II). Sur la Figure 3b, l'équilibre est assuré sur la branche OA ($F < F_{cr}$). Sur la branche AB, la structure passe de sa forme fondamentale à une forme flambée qui est instable sur la branche AA' et qui est stable sur la branche A'B pour $F < F_{cr}$.

Le troisième cas est présenté sur la Figure 3c, il traduit le retournement soudain d'une calotte sphérique sous pression externe. Ce type de flambage est dit par point limite (point A). La rigidité de la structure s'annule au point A et la configuration d'équilibre devient instable.

1.2.3 Modélisation numérique du flambage

Le calcul du flambage étant désormais classique, nous rappellerons essentiellement la méthodologie de calculs et nous mettrons le focus sur les parties un peu plus complexes telles que le pilotage en longueur d'arc qui permet le suivi de branches, ou la modélisation du contact.

Concernant l'analyse du flambage, trois étapes sont à considérer :

- Le calcul de pré-flambage, cette étape n'est pas spécifique, elle correspond en fait tout simplement en un tir élastique.
- Le calcul de la charge critique ou charge de flambage est mené en se basant sur l'une des méthodes décrites ci-après :

- Résolution directe des équations différentielles de l'équilibre adjacent, avec comme résultat les valeurs exactes des charges critiques. Elle ne peut être utilisée que pour des problèmes de flambement simples, et donc pour un nombre de cas relativement restreint.
- Utilisation de méthodes qui sont basées sur les méthodes énergétiques et qui conduisent à des solutions approchées des problèmes de flambement. Elle est utilisée pour les cas où il n'est pas possible d'obtenir une forme générale des solutions aux équations différentielles de l'équilibre [4].

✚ Détermination du comportement post-flambage au voisinage du point critique et au-delà, en particulier les comportements de type snap-through ou snap-back (Figure 4). Ils sont décrits par le traitement des non-linéarités associées [5]. Sur le schéma implicite, on peut déterminer le point critique par la méthode de Newton [4] et par l'étude de Jorabchi [6] via le pilotage en déplacement [7][8], le contrôle de l'énergie [9][10], le contrôle de la longueur d'arc [11] [12], la technique d'amortissement [13]. Parmi ces méthodes, les deux techniques longueurs d'arc et amortissement, sont les plus utilisées dans les codes de calcul industriels basés sur la méthode des éléments finis tels que les logiciels Abaqus, Ansys....

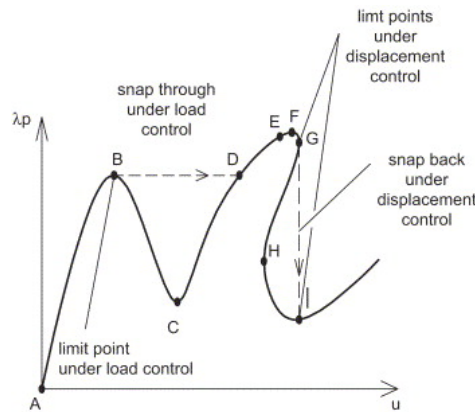


Figure 4 : Phénomènes de snap-back, snap-through dans le post-flambage [14]

La méthode par longueur d'arc est initialement introduite par Wempner [11] et Riks [12]. Elle est décrite, avec ses évolutions, dans les études de Memon [15] et de Corrêa [16]. Le principe de cette approche est d'ajouter une nouvelle inconnue λ pilotant l'incrément de chargement dans l'équation d'équilibre du système non linéaire (1-1). L'incrément de la longueur d'arc Δl est fonction à la fois de l'incrément de déplacement et de chargement (1-2). L'enjeu de la méthode à longueur d'arc consiste à optimiser le choix de Δl le long du chemin d'équilibre statique dans l'espace de charge-déplacement pour contrôler le progrès de la solution, que ce soit pour le cas de comportements stable ou instable (Figure 5).

$$F_r(u, \lambda) = F_i(u) - \lambda F_e \quad (1-1)$$

$$\Delta l^2 = \Delta u^T \Delta u + \Delta \lambda^2 \psi^2 F_e^T F_e \quad (1-2)$$

Où :

- F_r Vecteur des forces résiduelles
- F_i Vecteur des forces internes
- F_e Vecteur des forces extérieures

u	Vecteur des déplacements nodaux
λ	Coefficient scalaire multiplicatif des efforts extérieurs
Δl	Incrément de la longueur d'arc
Δu^T	Incrément du vecteur des déplacements nodaux transposé
Δu	Incrément du vecteur des déplacements nodaux
$\Delta \lambda$	Incrément du facteur de charge
ψ	Paramètre servant à homogénéiser le vecteur effort avec le champ de déplacement
λ_p	Facteur de charge appliquée

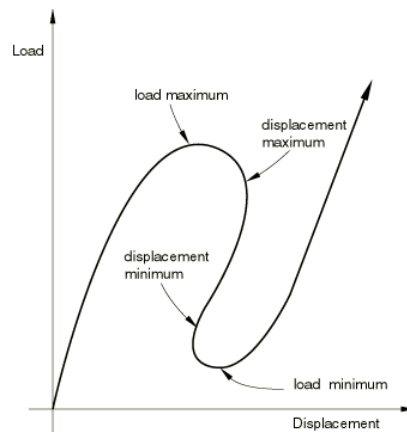


Figure 5 : Réponse statique instable par la méthode de Riks [17]

Dans Abaqus, on dispose de la méthode modifiée de Riks pour étudier le phénomène de flambage et post-flambage (Figure 5). Elle est proposée par Crisfield [18], Ramm [19], Powell [20] avec deux hypothèses : La variation de la charge est gouvernée par un seul paramètre scalaire ou multiplicateur de charge, la réponse doit être « raisonnablement lisse » et les bifurcations n'ont pas lieu soudainement. Les détails de ces formulations sont donnés dans le manuel de théorie d'Abaqus [17]. La démarche est de rechercher un chemin d'équilibre dans un espace défini par les variables nodaux et le facteur de chargement. L'algorithme de base est le même que la méthode Newton, à tout moment, il y aura un rayon fini de convergence. Ce rayon définit une ligne le long de la ligne tangente au point d'équilibre actuel de la solution, l'équilibre est recherché dans la zone qui traverse le point obtenu et est limité par la ligne perpendiculaire à la ligne tangente initiale (Figure 6).

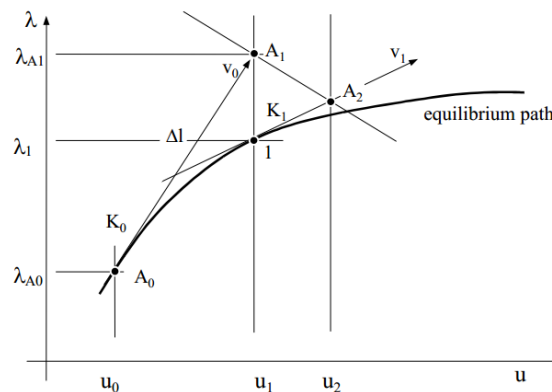


Figure 6 : Pilotage de type Riks [17]

Dans le code Abaqus, la méthode d'amortissement semble convenable à la fois aux instabilités globales et locales. Au contraire, la technique de Riks modifiée est plutôt applicable aux cas de flambages globaux et moins pratiques dans le cas de flambages locaux amenant des adoucissements dans la courbe caractéristique force-flèche.

La résolution du problème de contact dans *Abaqus* repose sur la définition de deux surfaces potentiellement en contact. L'une est maître et l'autre esclave, sachant qu'elles ne peuvent pas s'interpénétrer. Le contact devra permettre de transmettre les efforts de l'une à l'autre. Le contact peut mobiliser la contrainte normale seule, ou à la fois la contrainte normale et tangentielle s'il y a présence de frottement.

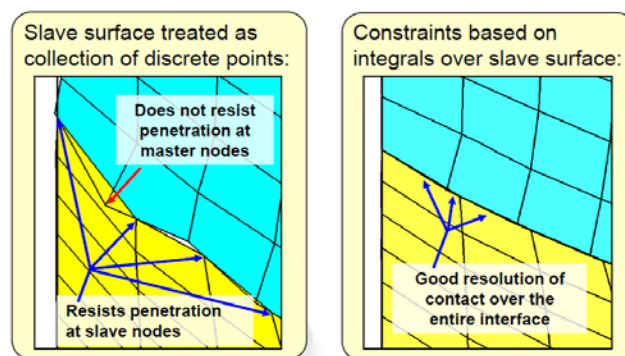


Figure 7 : Pénétration entre deux surfaces [21]

En se basant sur la MEF, plusieurs possibilités permettent de traiter ce problème. La solution peut être obtenue par différentes approches comme la pénalisation [22], les multiplicateurs de Lagrange [23], mais aussi par des combinaisons de ces deux méthodes [24] ou enfin par des techniques de complémentarité [25]. Les schémas d'intégration temporelle utilisés sont implicites [26] ou explicites [27] ou s'appuient sur une combinaison des deux [28]. Les deux premières (pénalisation et multiplicateurs de Lagrange) sont implantées dans le code de calcul Abaqus. La méthode des multiplicateurs de Lagrange impose exactement les contraintes de contact en ajoutant des degrés de liberté à la matrice globale de la structure. Mais cette approche souffre de difficultés de convergence liées au schéma de Newton-Raphson, et le temps de calcul est coûteux. La méthode de pénalisation est plus souple car elle impose approximativement les contraintes de contact au moyen de ressorts sans rajouter des degrés de liberté à la structure de la matrice. Malgré une pénétration possible mais limitée des surfaces de contact, elle donne des solutions efficaces avec une bonne vitesse de convergence. Nous optons donc pour la méthode de pénalisation qui sera utilisée à la fois pour la gestion du contact normal et tangentiel.

Il existe deux types de discrétisation, surface-vers-surface (S-V-S), et nœud-vers-surface (N-V-S) (Figure 8), leurs caractéristiques et leurs domaines d'application sont différents [21]. Pour la S-V-S, la condition de contact est imposée dans le sens moyen, par opposition à l'approche N-V-S où elle est imposée aux points discrets. En conséquence, la précision du type N-V-S dépend fortement de la densité du maillage et parfois, une oscillation de la contrainte locale de contact est constatée. Au contraire, la discrétisation S-V-S donne une bonne performance numérique et de meilleurs résultats.

Elle réduit à la fois, la possible grande pénétration localisée associée à la N-V-S, la sensibilité du rôle des surfaces esclaves et surfaces maîtres, et la sensibilité à la densité de maillage. Les efforts de contact sont transmis de façon plus précise et les perturbations numériques liées à la gestion du contact sont lissées. La vitesse de convergence augmente considérablement. Donc, la S-V-S est recommandée pour tous les problèmes de contact sauf le cas spécifique du contact point-vers-surface. En général, les deux surfaces de contact ont des propriétés mécaniques et des maillages différents, la règle est que la surface « maître » est choisie comme la plus rigide et son maillage est plus grossier que celui de la surface esclave, ceci pour assurer une meilleure qualité de la solution.

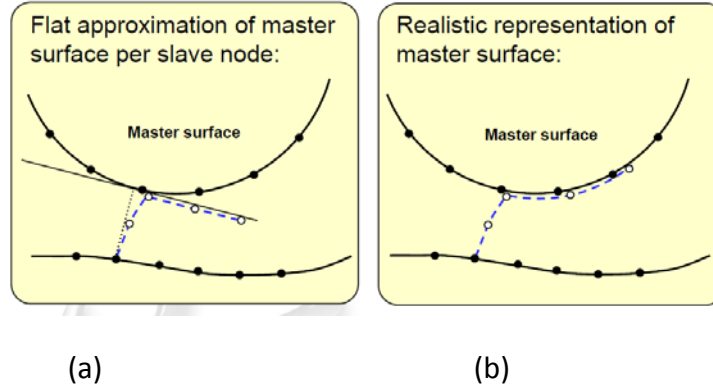


Figure 8 : Type de contact (a) nœud-vers-surface (N-V-S), (b) surface-vers-surface (S-V-S) [21]

Dans l'approche de Wilkins [29], la condition aux limites de type pression est appliquée à chaque élément de la surface maître sur la base de l'état de contrainte dans les éléments esclaves et à travers le centre des éléments maîtres (Figure 9). La pression des éléments dans la surface maître est donnée par :

$$\begin{aligned} P_k &= -\sigma_{yy}^k \sin^2 \theta_{l,l+1} - \sigma_{zz}^k \cos^2 \theta_{l,l+1} + \sigma_{yz}^k \sin 2\theta_{l,l+1} \\ P_{k+1} &= -\sigma_{yy}^{k+1} \sin^2 \theta_{l,l+1} - \sigma_{zz}^{k+1} \cos^2 \theta_{l,l+1} + \sigma_{yz}^{k+1} \sin 2\theta_{l,l+1} \end{aligned} \quad (1.2-3)$$

Où $\theta_{l,l+1}$ est l'angle entre l'axe y et la ligne de l à $(l+1)$.

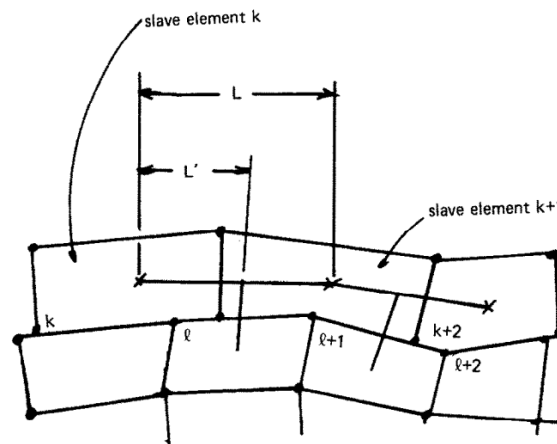


Figure 9 : Schéma d'interpolation pour déterminer la pression d'interface [29]

Concernant le problème du contact, Moirrot [30] a utilisé les éléments volumiques pour faire l'étude des instabilités des disques de freinage subissant le frottement. Cosaque [31] a comparé la performance entre des éléments coques conventionnels (S4R), des éléments coques volumiques (SC8R) et des éléments solides (C3D8R), tous disponibles dans le code Abaqus, pour la modélisation de la flexion des tubes et en tenant compte du contact. Il a montré que le choix d'élément a un impact non négligeable sur la qualité du résultat simulé.

Vasilikis [32] [33] et Bai [34] ont mené une campagne de modélisations numériques à l'aide de la MEF par la technique de Riks modifiée. Ils ont utilisé les éléments de coques conventionnels (S4R) et des éléments solides (C3D8R) pour modéliser le milieu externe, pour déterminer la charge critique d'un tube élastique confiné par un corps déformable (de module d'Young E') (étude de Jeyapalan [35]). Ses résultats nous indiquent que la pression critique à l'aide la MEF par la technique de « Riks modifiée » colle avec la solution analytique de Glock [36] et El-Sawy & Moore et Glock, [37]. Mais l'élément S4R est moins précis dans le traitement du contact, et l'élément C3D8R est plus rigide que les éléments de coque pour le problème de flexion des tubes. Cette comparaison de la pression critique pour quatre valeurs D/t est représentée Figure 10 et Figure 11. Il serait intéressant de confirmer cette tendance en augmentant le nombre de cas de calculs, afin d'avoir une description plus fine du comportement (chute de la charge critique) et ceci pour différents rapports géométriques D/t et pour différents matériaux.

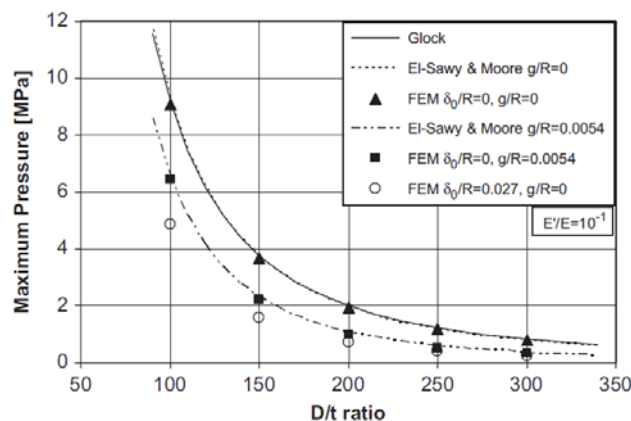
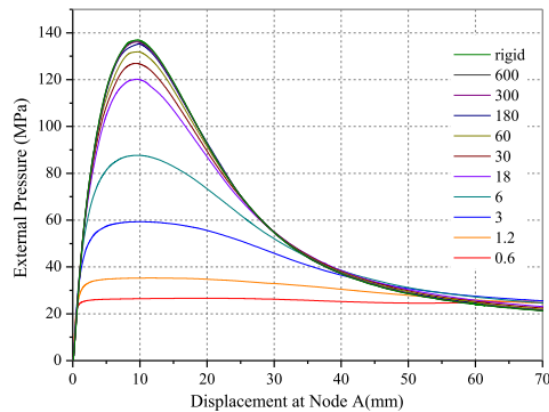


Figure 10 : Comparaison entre résultats numériques de Vasilikis et Karamanos [32] [33] et la formule de El-Sawy & Moore et Glock, [37]



ϕ_K	0	$+\infty$
Timoshenko (N)	18.02	
Glock (N)		133.26
FEM (N)	17.96/17.42*	137.01
Error	-0.33%/-3.3%*	2.8%

Figure 11 : Comparaison de la charge critique selon MEF de Bai [34] (méthode « Riks modifiée ») et solution analytique de Glock [36]. ϕ_K = rapport de rigidité de flexion du confinement sur celle du tube

Zhaochao [38] a utilisé les éléments de déformation plane CPE8R pour modéliser le comportement d'une coque confinée soumise à pression externe, il a utilisé la méthode Riks pour le suivi de branche. Pour vérifier l'exactitude de la formule d'El-Sawy & Moore, il a développé une modélisation numérique 2D par éléments finis, qu'il compare toutes deux à la formule analytique. La modélisation éléments finis 2D et la formule d'El-Sawy & Moore sont en bonne concordance avec les résultats de la formule analytique (Figure 12).

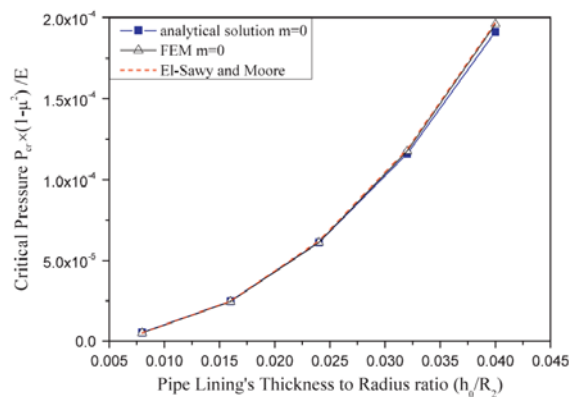


Figure 12 : Comparaison entre les résultats numériques (Elément CPE8R) de Zhaochao [38], la formule de El-Sawy & Moore et la solution analytique [38] ; $m=0$ indique que l'épaisseur du tube est uniforme

1.3 Flambage sous pression externe

1.3.1 Introduction

Cette étude dresse un état de l'art concernant le flambage de coques cylindriques sous pression externe. Après avoir détaillé la formulation de la pression critique dans le cas du flambage élastique de VON MISES [39], DONNELL[40], BATDORF [41], TIMOSHENKO [42], l'accent est mis sur les coques épaisses en particulier les structures tubulaires qui flambent plastiquement. Puis la sensibilité à divers paramètres est passée en revue, en particulier l'effet des conditions aux limites, celui des défauts géométriques et plus spécifiquement l'effet d'une ovalisation initiale, enfin l'effet des défauts d'épaisseur.

1.3.2 Formulations théoriques

1.3.2.1 Approche linéaire de Von Mises

Par une approche linéaire, VON MISES [39] a résolu le problème d'instabilité d'une coque cylindrique sous pression externe. Son analyse consiste à rendre homogènes les équations d'équilibre en introduisant un champ de déplacement qui permet de capturer le flambement.

$$\begin{aligned}u_1 &= A \sin\left(\frac{ny}{R}\right) \sin\left(\frac{\pi x}{L}\right) \\v_1 &= B \cos\left(\frac{ny}{R}\right) \cos\left(\frac{\pi x}{L}\right) \\w_1 &= C \sin\left(\frac{ny}{R}\right) \cos\left(\frac{\pi x}{L}\right)\end{aligned}\tag{1-4}$$

Où :

u_1, v_1, w_1	Champ de déplacement
$\{x, y, z\}$	Système de coordonnées
L	Longueur du cylindre [mm]
R	Rayon moyen du cylindre [mm]
t	Epaisseur de paroi du cylindre [mm]

Cette solution est compatible sur $-\frac{L}{2} < x < \frac{L}{2}$ avec une condition aux limites de type appui simple ($v_1 = w_1 = w_{1,xx} = 0$ pour $x = \pm \frac{L}{2}$).

Le résolution non triviale des équations d'équilibre de coque conduit à un système d'équations homogènes en A, B, C, dont la résolution conduit à une expression reliant la charge critique au mode n considéré.

Dans le cas d'une pression latérale :

$$P_{cr}^L = \frac{E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{R} \right)^3 \left(n^2 - 1 + \frac{2n^2 - 1 - \nu}{\beta^2 - 1} \right) + \left(\frac{Et}{R} \right) \frac{1}{(n^2 - 1)(1 + \beta^2)^2} \quad (1-5)$$

Et dans le cas d'une pression hydrostatique :

$$P_{cr}^H = \frac{E}{12(1-\nu^2)} \frac{1}{n^2 + 0,5 \left(\frac{n}{\beta} \right)^2 - 1} \left(\frac{t}{R} \right)^3 \left[1 - 2n + n^4 \left(1 + \frac{1}{\beta^2} \right)^2 \right] + \frac{E}{n^2 + 0,5 \left(\frac{n}{\beta} \right)^2 - 1} \left(\frac{t}{R} \right) \frac{1}{(\beta^2 + n^2)^2} \quad (1-6)$$

Avec $\beta = \frac{nL}{\pi R}$

Nous rappelons ci-dessous à quoi correspondent les configurations pression latérale et pression hydrostatique :

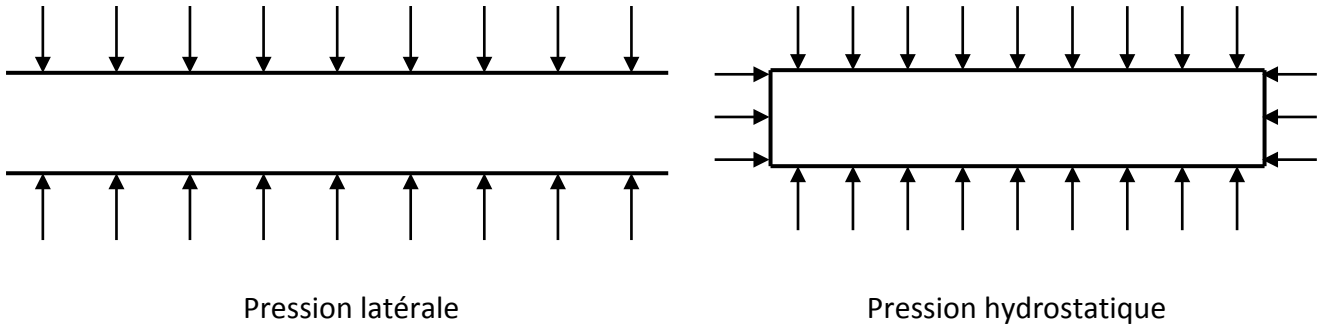


Figure 13 : Configuration de pression externe

La valeur de n qui minimise P_{cr}^L (respectivement P_{cr}^H) correspond au mode critique circonférentiel. La charge associée correspond à la charge critique classique ou charge d'Euler.

L'approche théorique classique développée par VON MISES [39] n'est cependant pas valable dans tous les cas de figure. Elle suppose en effet un état précritique membranaire, et des conditions aux limites d'appuis simples. Toutefois, dans la pratique, les formules précédentes sont souvent utilisées pour des calculs de pré dimensionnement.

Selon les dimensions de la coque cylindrique R/t et L/R , diverses approximations et simplifications des précédentes expressions sont établies. Un excellent résumé est rappelé dans les références [43] et [44]. Les différentes approximations dépendent d'un paramètre géométrique dont l'expression est :

$$\psi = \left[3(1-\nu^2) \right]^{\frac{1}{4}} \cdot \frac{L}{\sqrt{Rt}} \quad (1-7)$$

1.3.2.2 Approche de BATDORF

A partir de l'équation d'instabilité de DONNELL[40], BATDORF [41] obtient une expression plus rigoureuse lorsque le mode circonférentiel n est supérieur à 2. Il considère un champ de

déplacement w_1 , cinématiquement admissible avec les conditions aux limites de type appui simple, de la forme :

$$w_1 = w_0 \sin\left(\frac{n\pi x}{2}\right) \sin\left(\frac{ny}{R}\right) \quad (1-8)$$

Il obtient une expression de la pression critique en fonction d'un paramètre géométrique Z appelé facteur de forme mais aussi paramètre de BATDORF [41].

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 D}{RL^2} \left[\frac{(1+\beta^2)^2}{\beta^2} + \frac{12 Z^2}{\pi^4 \beta^2 (1+\beta^2)^2} \right] \quad (1-9)$$

Avec $Z = \sqrt{1-\nu^2} \frac{L^2}{Rt}$, $\beta = \frac{nL}{\pi R}$ et $D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$ représente la rigidité flexionnelle de la coque.

La notation retenue par BATDORF est la suivante :

$$k_p = \frac{P_{cr} RL^2}{\pi^2 D} \quad (1-10)$$

La comparaison de la formule de BATDORF à celle de VON MISES est présentée ci-dessous.

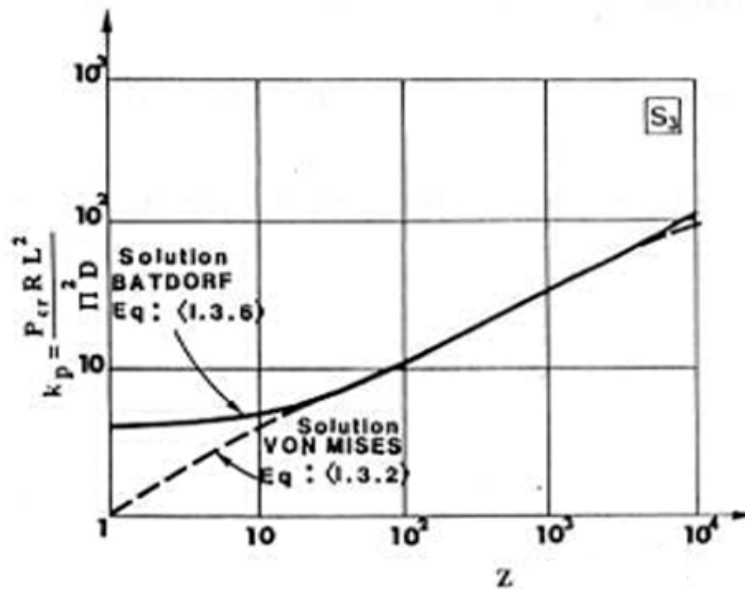


Figure 14 : Comparaison de la formule de VON MISES [39] et de BATDORF [41]

Pour les coques cylindriques dont le paramètre Z est supérieur à 100, les deux formules coïncident. Pour rappel, les tubes à considérer ayant un paramètre de BATDORF très supérieur à 100, les deux approches sont équivalentes.

1.3.2.3 Apoprophe de Gérard

Une bibliographie assez complète concernant le flambage des coques cylindriques sous pression externe, est fournie dans les travaux de Windenburg [45] dès 1934, Sturm [46] en 1941, ainsi que Batdorf [41] en 1947. Ces travaux se référaient à des méthodes expérimentales et analytiques pour déterminer la pression externe critique des coques. En 1957, Gerard [47] a montré que l'accord entre les résultats d'essais et la solution analytique de Batdorf [41] semble très bon pour des coques dont $Z > 100$. Pour les coques telles que $Z \leq 100$, l'écart entre les expériences et les résultats analytiques fut attribué aux effets de la plasticité (Figure 15, Figure 16). Cette conclusion était due à l'impossibilité d'observer des imperfections géométriques qui ne représentent généralement qu'une fraction de l'épaisseur et qui sont toujours existantes sur les coques réelles.

$$\sigma_{cr} = \frac{k_y \pi^2 E}{12(1 - \nu^2)} \left(\frac{t}{L} \right)^2 \quad (1-11)$$

$Z = \sqrt{(1 - \nu^2)} \frac{L^2}{Rt}$ est le facteur de forme de la coque, dit aussi coefficient de Batdorf [41].

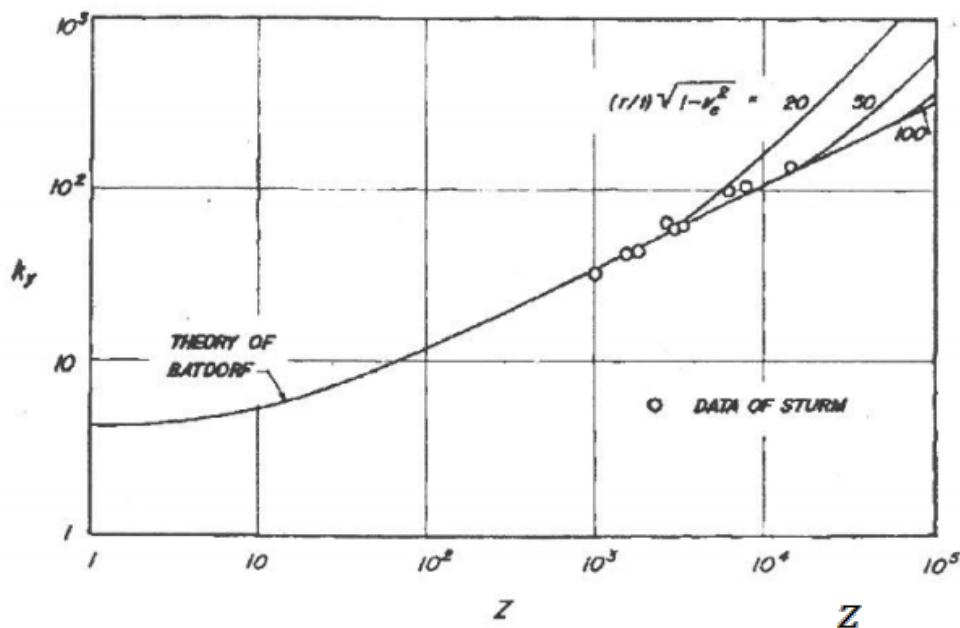


Figure 15 : Théorie de Gerard [20]- Valeurs de k_y en fonction de Z (pression latérale externe critique)

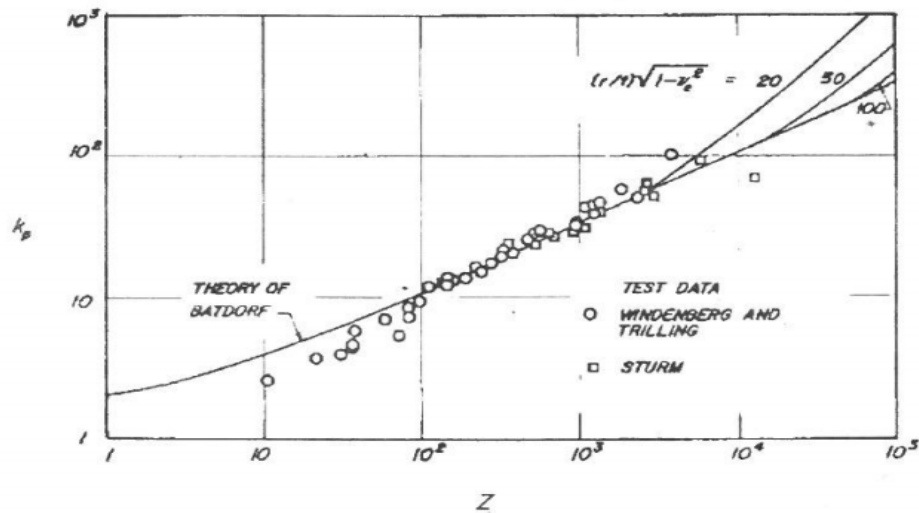


Figure 16 : Théorie de Gerard [20]- Valeurs de k_p en fonction de Z (pression hydrostatique)

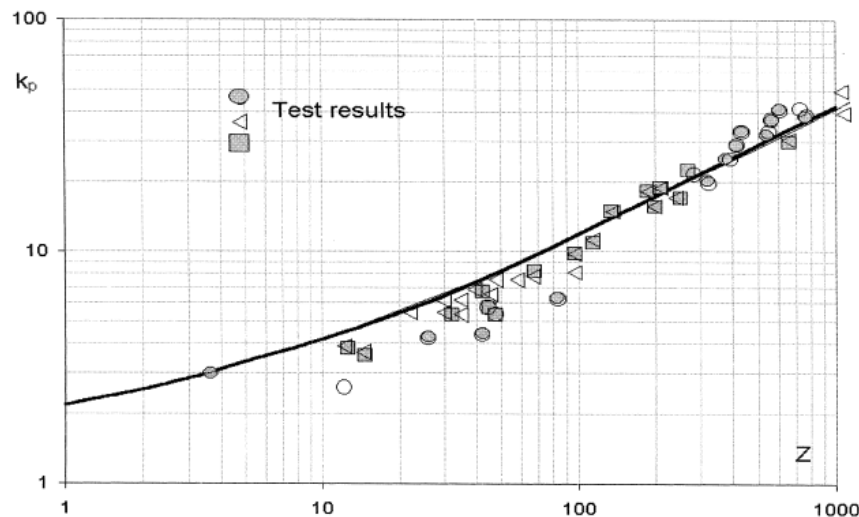


Figure 17 : Diagramme de Dow [48]- évolution de la pression critique (k_p) en fonction du paramètre de Batdorf [41] (Z) comparaison avec les essais

1.3.2.4 Approche de Donnell

Le flambage élastique de coques cylindriques minces sous pression radiale externe a été traité premièrement par Southwell en 1913 et Von Mises en 1914. Von Mises a donné l'expression de la pression critique en fonction des caractéristiques de la géométrie et du matériau, et considérant le mode circonférentiel n comme variable. La formule proposée est reprise par JOHNSON [43] :

$$P_{cr} = \frac{Et}{R} \left\{ \frac{\left(\frac{t}{R}\right)^2}{12(1-\nu^2)} \left[(n^2 - 1) + \frac{\Delta^2(2n^2 - 1 - \nu)}{\sqrt{n^2 + \Delta^2}} \right] + \frac{\Delta^2}{(n^2 - 1)(n^2 + \Delta^2)^2} \right\} \quad (1-12)$$

$$\text{Avec } \Delta = \frac{\pi R}{L}$$

La valeur critique de la pression peut être obtenue en minimisant l'expression (1-12) par rapport au mode critique circonférentiel.

Plusieurs solutions approchées de la pression critique et du mode critique circonférentiel, ont été proposées en fonction des paramètres géométriques caractérisant la coque cylindrique comme le rapport (L/R) et (R/t). A titre indicatif, nous citons la solution proposée par BATDORF [8] en raison du paramètre Z qui est devenu universel pour identifier les coques cylindriques. Considérons l'équation découplée de la stabilité de coques surbaissées, connue sous le nom d'équation de DONNELL :

$$\frac{2R}{t} \nabla^8 W + \frac{E}{R^2} \frac{\partial^4 W}{\partial x^4} + \frac{PR}{t} \nabla^4 \left(\frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (1-13)$$

BATDORF [41], a considéré la solution classique correspondant à la géométrie circonférentielle modale :

$$W = A \sin\left(\frac{\pi x}{H}\right) \sin(n\theta) \quad (1-14)$$

En introduisant la solution W dans l'équation (1-13), la pression externe s'écrit sous la forme :

$$P = \frac{\pi^2 D}{L^2 R} \left\{ \left[\frac{1 + \alpha^2}{\alpha} \right]^2 + 12 \left[\frac{Z}{\pi^2 \alpha (1 + \alpha^2)} \right]^2 \right\} \quad (1-15)$$

$$\text{Avec } \alpha = \frac{Ln}{\pi R}, \quad Z = \sqrt{(1 - \nu^2)} \frac{L^2}{Rt} \text{ et } D = \frac{Et^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (1-16)$$

En minimisant P par rapport à α , considéré comme variable, la pression critique externe peut être déduite en fonction de Z .

En considérant la condition $\alpha^2 = \left(\frac{nL}{R\pi}\right)^2 \gg 1$, les équations de Donnell conduisent, dans le cas d'une coque en appuis simple, à une expression analytique simplifiée de la pression critique et du mode critique circonférentiel n .

Mode critique circonférentiel :

$$n_{cr} = \sqrt[4]{6\pi^2 \sqrt{1 - \nu^2}} \sqrt{\frac{R}{L}} \sqrt[4]{\frac{R}{t}} \quad (1-17)$$

$$\text{Si } \nu = 0.3, \text{ on a } n_{cr} = 2.74 \sqrt{\frac{R}{L}} \sqrt[4]{\frac{R}{t}} \quad (1-18)$$

Pression externe critique :

$$P_{cr} = \frac{\pi\sqrt{6}}{9(1-\nu^2)^{0.75}} E \frac{R}{L} \left(\frac{t}{R}\right)^{2.5} \quad (1-19)$$

$$\text{Si } \nu = 0.3, \text{ on a } P_{cr} = 0.92 E \frac{R}{L} \left(\frac{t}{R}\right)^{2.5} \quad (1-20)$$

Où :

- R Rayon moyen de la coque
- E Module d'Young de la coque
- ν Coefficient de Poisson
- L Longueur droite de la coque

Ces relations peuvent être utilisées pour un calcul de pré-dimensionnement et pour calculer la valeur P_{cr} en considérant un coefficient multiplicateur selon les différentes conditions aux limites.

Paor [49] et J.H.Wang [50] ont utilisé la formule (1-19) pour calculer la pression critique de flambage de cylindres à paroi mince (230mm de longueur, 0.22mm d'épaisseur, et 88.2mm de rayon moyen) (Figure 18) soumis au vide. Les résultats d'essais sont présentés Figure 19.



Figure 18 : Flambage sous vide d'un cylindre [49]

Paor [49] a comparé les résultats entre les approches, analytique, expérimentale, et numérique (Tableau 1).

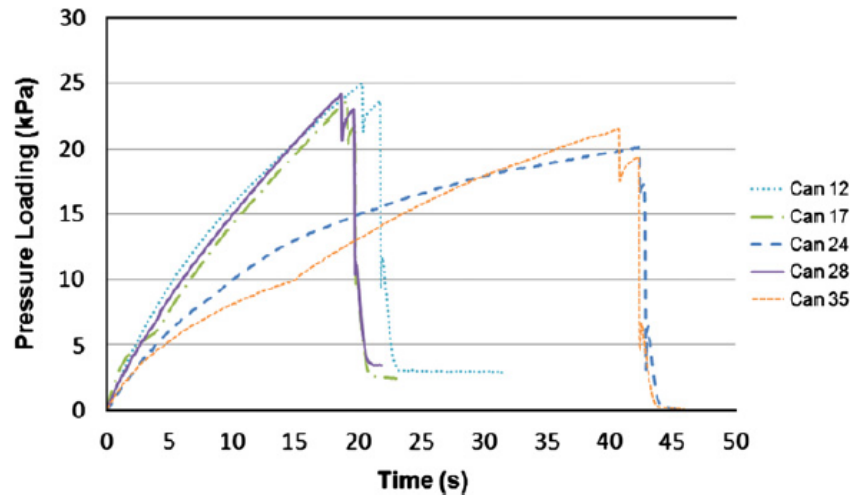


Figure 19 : Résultats expérimentaux de Paor [49]

Analytical, numerical and experimental results.

Can no.	Analytical (kPa)	Non-linear FE analysis (kPa)	Experimental (kPa)	% Difference (FE – Exp.)
28	23.17	20.40	20.31	0.44
17	23.17	20.14	20.86	3.45
35	23.17	20.50	21.37	4.24
12	23.17	20.60	21.70	5.34
24	23.17	22.24	19.93	10.38
Mean	23.17	22.7	20.83	4.77

Tableau 1 : Comparaison des résultats analytiques, expérimentaux, et numériques selon Paor [49]

1.3.2.5 Approche de Timoshenko

Plusieurs travaux concernent l'étude de la stabilité d'un anneau circulaire libre (coque non-confinée) sous différents types de chargement, tels que Boresi (1955), Bodner (1958), Wasserman (1961), Wempner et Kesti (1962), Smith et Simites (1969), et Lardner (1980). On détaille ici le modèle de Timoshenko [42] (1961) qui a donné la formulation de la pression latérale critique pour la coque non confinée, en fonction du rapport épaisseur sur diamètre du tube (t/D), E , ν étant respectivement le module d'Young et le coefficient de Poisson du matériau de tube (équation (1-21)).

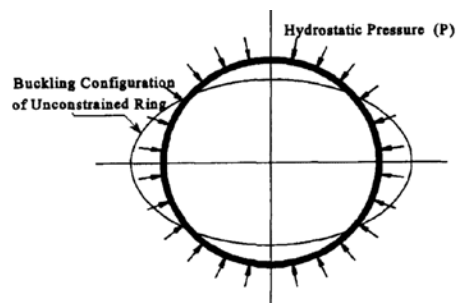


Figure 20 : Flambage sous pression latérale uniforme pour un tube non-confiné [42]

$$P_s = \frac{2E}{1-\nu^2} \left(\frac{t}{D} \right)^3 \quad (1-21)$$

Cette formule est appliquée pour la longueur droite de la coque : $L > \frac{4\pi\sqrt{E}}{27} (1-\nu^2)^{0.25} D \sqrt{\frac{D}{t}}$

On considère un tube cylindrique de rayon moyen R et d'épaisseur t soumis à la pression latérale externe sans effet des fonds. On suppose que ce cylindre est suffisamment long pour éviter les effets de bord ($L > 10D$ ici D représente le diamètre moyen du cylindre). Une telle structure flambe sur un mode circonférentiel n qui ne possède qu'un lobe axialement ($n, m=1$). Nous considérons une cinématique de coque non linéaire, aux faibles déformations et pour des rotations modérées tel que ci-après :

$$\varepsilon_{\theta\theta} = \varepsilon_{\theta\theta}^0 + Z\chi_{\theta\theta} \quad (1-22)$$

Avec

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\theta\theta}^0 &= \frac{v' - w}{R} + \frac{1}{2} \left(\frac{v - w'}{R} \right)^2 \\ \chi_{\theta\theta} &= \frac{v' - w''}{R^2} \end{aligned} \quad (1-23)$$

Où v est le déplacement circonférentiel et w le déplacement radial de la surface moyenne du tube.

$$\left(\right)' = \frac{\partial \left(\right)}{\partial \theta} = \frac{d}{d\theta} \left(\right) \quad (1-24)$$

La cinématique ici considérée est compatible aux équations de SANDERS.

L'énergie potentielle s'écrit :

$$V = \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} [N_{\theta\theta}\varepsilon_{\theta\theta}^0 + M_{\theta\theta}\chi_{\theta\theta}] R d\theta + PR \int_0^{2\pi} w + \frac{1}{2R} (v^2 + w^2 - vw' + v'w) d\theta \quad (1-25)$$

P représente la pression latérale externe ($P > 0$).

Les flux de contraintes sont donnés par :

$$N_{\theta\theta} = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_{\theta\theta} dz = \left(\frac{Et}{1-\nu^2} \right) \varepsilon_{\theta\theta}^0 \equiv C\varepsilon_{\theta\theta}^0 \quad (1-26)$$

$$M_{\theta\theta} = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_{\theta\theta} z dz = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \chi_{\theta\theta} = D\chi_{\theta\theta} \quad (1-27)$$

Les équations d'équilibre s'obtiennent à partir de la variation première de l'énergie potentielle.

$$\begin{aligned} RN_{\theta\theta}' + M_{\theta\theta}' - RN_{\theta\theta}\beta - PR^2\beta &= 0 \\ M_{\theta\theta}'' - RN_{\theta\theta} - R(N_{\theta\theta}\beta)' - PR(v' + w) &= PR^2 \end{aligned} \quad (1-28)$$

Avec $\beta = \frac{v - w'}{R}$ qui représente la rotation de la normale à la surface moyenne.

La solution fondamentale, ou précritique, correspond à un état membranaire uniforme :

$$N_{\theta\theta} = -PR \text{ et } \varepsilon_{\theta\theta}^0 = \frac{w_0}{R} \quad (1-29)$$

Le problème de bifurcation d'équilibre est traité en considérant une perturbation de l'état précritique. Le champ cinématique associé à l'équilibre est perturbé par un mode de flambage caractérisé par la donnée de $(\tilde{v}, \tilde{w})$.

Les équations (1-28) donnent alors après linéarisation :

$$\begin{aligned} RN'_{\theta\theta} + M'_{\theta\theta} &= 0 \\ M''_{\theta\theta} - RN_{\theta\theta} + PR^2 \left(\frac{\tilde{v}' - \tilde{w}''}{R} \right) - PR(\tilde{v}' + \tilde{w}) &= 0 \end{aligned} \quad (1-30)$$

$$\text{avec } \varepsilon_{\theta\theta}^0 = \frac{\tilde{v}' + \tilde{w}'}{R} \text{ et } \chi_{\theta\theta} = \frac{\tilde{v}' - \tilde{w}''}{R^2} \quad (1-31)$$

Pour satisfaire la périodicité requise (flambage modal), on prend :

$$\tilde{w} = a \cos n\theta \text{ et } \tilde{v} = b \sin n\theta \quad (1-32)$$

Les équations (1-30) donnent en considérant le non unicité de la solution :

$$\begin{bmatrix} n(1 + \rho n^2) & n^2(1 + \rho) \\ (1 + \rho n^4) - \gamma(n^2 - 1) & n(1 + \rho n^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a \\ b \end{Bmatrix} = 0 \quad (1-33)$$

$$\text{avec } \rho = \frac{D}{CR^2} = \frac{1}{12} \left(\frac{t}{R} \right)^2 \text{ et } \gamma = \frac{PR(1 - \nu^2)}{Et} \quad (1-34)$$

Pour obtenir une solution autre que la réponse fondamentale (solution triviale) nous annulons le déterminant du système. Nous obtenons ainsi :

$$P_n = \frac{(n^2 - 1)}{12(1 + \rho)} \frac{E}{(1 - \nu^2)} \left(\frac{t}{R} \right)^3 \quad n=2, 3, \dots \quad (1-35)$$

Pour R/t suffisamment grand on a $\rho \ll 1$ d'où :

$$P_n = \frac{(n^2 - 1)}{12} \frac{Et^3}{(1 - \nu^2)R^3} \quad (1-36)$$

La plus petite charge critique correspond au mode 2 (ovalisation). Elle est donnée par l'expression :

$$P_c = \frac{E}{4(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{R} \right)^3 = \frac{2E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{D_0} \right)^3 \text{ avec } D_0 = 2R \quad (1-37)$$

C'est la formule donnée par LEVI [51] et TIMOSHENKO [52] qui traduit le flambage d'un anneau élastique. Cette formule permet le calcul de la charge critique dans le cas d'un tube parfait. Il est cependant largement reconnu que les structures tubulaires sont assez sensibles aux défauts géométriques initiaux.

Considérons donc un tube dont la géométrie cylindrique est perturbée par un défaut de forme donné par un champ $(\tilde{v}, \tilde{w})$.

Les équations de flambage linéarisées conformément à (1-30) sont :

$$RN'_{\theta\theta} + M'_{\theta\theta} = 0$$

$$M''_{\theta\theta} - RN_{\theta\theta} + PR^2 \left(\frac{\tilde{v}' - \tilde{w}''}{R} - \frac{v' - w''}{R} \right) - PR(v' + w - \tilde{v}' - \tilde{w}) = 0 \quad (1-38)$$

$$\text{avec } \varepsilon_{\theta\theta}^0 = \frac{v' + w}{R} \text{ et } \chi_{\theta\theta} = \frac{v' - w''}{R^2} \quad (1-39)$$

Où v et w sont les déplacements par rapport à la configuration parfaite. Considérons alors une imperfection colinéaire au premier mode de flambage (le mode 2 ou ovalisation uniforme) donnée par :

$$\tilde{v} = \frac{a}{2} \sin 2\theta \text{ et } \tilde{w} = -a \cos 2\theta \quad (1-40)$$

On peut définir une variable qui traduit l'ovalisation $\Delta_0 = \frac{a}{R}$

La solution proposée est :

$$v = B \sin 2\theta \text{ et } w = A \cos 2\theta \quad (1-41)$$

$$\text{d'où } \begin{bmatrix} 2(1+4\rho) & 4(1+\rho) \\ (1+16\rho) - 3\gamma & 2(1+4\rho) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A \\ B \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -3a\gamma \end{Bmatrix} \quad (1-42)$$

La solution est :

$$v = \frac{aP}{2(P_c - P)} \sin 2\theta \text{ et } w = \frac{-aP}{P_c - P} \cos 2\theta \quad (1-43)$$

Où ρ est négligé, nous considérons que $\rho \ll 1$.

Les courbes en pointillées (Figure 21), représentent la solution des équations (1-43) dans le cas $D/t=40$ et pour un matériau métallique, l'acier X52. Ces résultats montrent que l'ovalisation s'accroît avec la pression, en particulier lorsque la pression tend vers la pression théorique de la coque parfaite P_c . Rappelons que ces calculs considèrent un comportement élastique du matériau, c'est pourquoi l'adimensionalisation est faite à l'aide de P_c , qui représente la pression de collapse issue de la formule de TIMOSHENKO [52] (équation (1-37)).

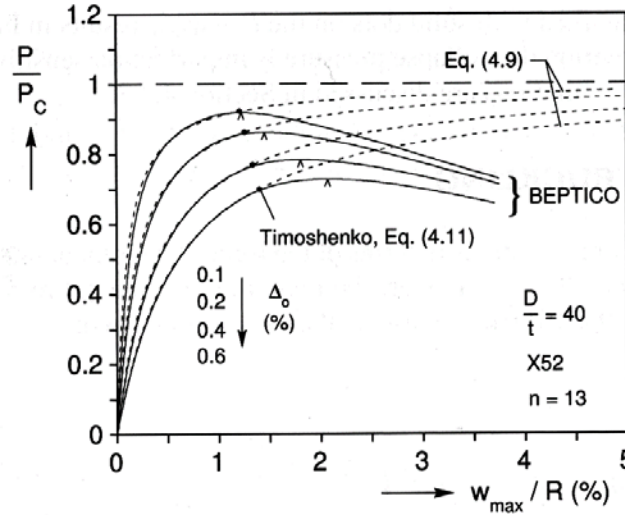


Figure 21 : Influence du défaut initial sur la pression critique [53]

Dans la formulation décrite précédemment la plasticité n'est pas prise en compte, ce qui explique le non effondrement de la structure. Les courbes en pointillés n'atteignent pas un point limite, mais tendent asymptotiquement vers la droite $P=P_c$. TIMOSHENKO [52] suggère que pour le dimensionnement, l'apparition de la plasticité soit considéré comme la borne supérieure du dimensionnement. Le tube plastifie lorsque la somme des contraintes de membrane et de flexion est égale à la limite de linéarité σ_0 (prise généralement comme étant la limite à 0.2%). L'expression des flux de contraintes est :

$$M_{\theta\theta} = \frac{D}{R^2} (v' - w'') = \frac{-E}{4(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{R} \right)^3 \frac{PRa}{(P_c - P)} \cos 2\theta \quad (1-44)$$

$$\text{et} \quad N_{\theta\theta} \cong -PR \quad (1-45)$$

La condition de plastification s'écrit :

$$\sigma_0 = \left| \frac{N_{\theta\theta}}{t} \right| + \left| \frac{6M_{\theta\theta\max}}{t^2} \right| = \frac{PR}{t} + \frac{6aRPP_c}{(P_c - P)t^2} \quad (1-46)$$

Si on associe le collapse à l'apparition de la plastification, on obtient :

$$P_{c0}^2 - (P_0 + \psi P_c)P_{c0} + P_0 P_c = 0 \quad (1-47)$$

Où P_0 est la pression qui induit la plastification, P_c est la pression critique d'élasticité, P_{c0} est la pression de collapse.

$$P_0 = \sigma_0 \frac{t}{R} = 2\sigma_0 \frac{t}{D} \quad (1-48)$$

$$P_c = \frac{E}{4(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{R} \right)^3 = \frac{2E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{D_0} \right)^3 \text{ avec } D_0 = 2R \quad (1-49)$$

$$\psi = \left(1 + 3\Delta_0 \frac{D_0}{t} \right) ; \Delta_0 = \frac{D_{max} - D_{min}}{D_{max} + D_{min}} \quad (1-50)$$

La solution de l'équation (1-17) est :

$$P_{c0} = \frac{1}{2} \left\{ (P_0 + \psi P_c) - \sqrt{(P_0 + \psi P_c)^2 - 4P_0 P_c} \right\} \quad (1-51)$$

Cette formule est identique à celle obtenue par TIMOSHENKO [54] dans le cas du collapse d'un anneau moyennant l'hypothèse d'extensionnalité au niveau de la cinématique considérée. Précisons que ces résultats sont valables dans le cas d'un tube long, l'effet des conditions aux limites étant exclu.

KYRIAKIDES [53] a comparé les résultats obtenus à l'aide de cette approche à ceux d'un calcul numérique qui consiste en la résolution des équations d'équilibre de KOITER-SANDERS par une méthode spectrale qui consiste à utiliser les séries de Fourier. Un défaut initial de type ovalisation est pris en compte. La Figure 30 illustre les résultats, obtenus pour différentes valeurs de l'ovalisation initiale $\Delta_0 = \frac{a}{R}$. Le tube choisi ($D/t = 40$, acier X52), assure un flambage plastique. Le matériau considéré est l'acier X52 dont la courbe de traction approchée par le modèle de RAMBERG-OSGOOD est :

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \left[1 + \frac{3}{7} \left(\frac{\sigma}{\sigma_y} \right)^{n-1} \right] \quad (1-52)$$

Avec $E = 207 \text{ GPa}$
 $\sigma_y = 317 \text{ MPa}$
 $n = 13$

Cette courbe donne une limite de linéarité $\sigma_L \cong 222 \text{ MPa}$.

Nous constatons pour cet exemple que l'approximation faite par TIMOSHENKO du collapse plastique (initiation de la plasticité) est une très bonne approximation, de plus conservative, de la pression limite ici calculée à l'aide du code BEPTICO qui prend en compte les grands déplacements et la plasticité (5 points d'intégration dans l'épaisseur) (Figure 21). Cependant cette adéquation n'est sans doute pas aussi parfaite dans le cas des bas D/t où le flambage est franchement plastique. Dans ce cas la plastification s'opère très tôt et il existe un gap non négligeable entre le seuil de plastification et la

pression ultime de collapse. Il sera intéressant de jauger ces différentes formules dans le cas des tubes de chemisage des alvéoles, en particulier pour des lois matériaux, qui présentent un fort écrouissage. La loi proposée (équation (1-51)) pourra être ajustée via la définition de P_0 , on pourrait prendre un seuil de plastification qui soit fonction de la forme de l'écrouissage de la loi matériau. La contrainte σ_0 limite de linéarité pourrait être adoptée dans le cas des aciers doux (comportement élastique parfaitement plastique) alors que la limite à 0.1% ou 0.2% pourrait être considérée dans le cas de faibles écrouissages. Pour des matériaux à très forte réserve d'écrouissage on pourrait considérer la limite à 1% de déformation plastique. Ces approches seront proposées et testées une fois que l'on disposera des résultats numériques des simulations.

Les courbes de résultats numériques (BEPTICO) et analytiques, quant à l'évolution de la pression de collapse en fonction d'un défaut initial et tenant compte de la plasticité, montrent que les tubes cylindriques, dans le cas du chargement de pression latérale, sont sensibles aux défauts géométriques, en particulier à l'ovalisation.

1.3.2.6 Limites du domaine d'application de ces formulations aux tubes

Soulignons que l'analyse développée aussi bien par BATDORF que par YAMAKI, est fondée sur la théorie de coques de DONNELL [40]. Celle-ci n'est rigoureusement valable que si le mode circonférentiel de flambage n est supérieur à 2. Il est cependant bien connu que pour des coques cylindriques infiniment longues, le flambage apparaît pour $n=2$. Ces analyses sont cependant applicables aux tubes dans le cas d'un flambage élastique, l'erreur commise reste faible.

Pour éviter les limites de la théorie des coques de DONNELL [40], il est préférable de considérer une théorie de coque plus complète, telle que celle développée par FLUGGE [55] ou par KOITER-SANDERS [53][56] [57]. Une comparaison des résultats issus de la modélisation retenant la cinématique de FLUGGE [55] à ceux issus de la modélisation retenant la cinématique de DONNELL, montre que l'écart est très faible pour $n > 3$. Pour $n=2$, l'écart semble être non négligeable. Ci-après la comparaison des deux théories pour différents élancements (L/R) de coques, le graphe représente le rapport de la pression critique adimensionnée par le rapport R^3/D .

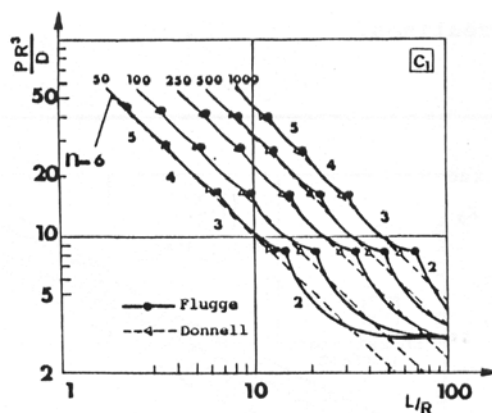


Figure 22 : Comparaison des théories de coque de FLUGGE et DONNELL [58]

Sur la base de ces résultats, il apparaît nécessaire de valider l'approche de DONNELL dans le cas de la géométrie considérée et du flambage en mode 2. L'écart est à estimer précisément pour conclure à l'applicabilité de l'approche via la théorie de coques de DONNELL, une erreur faible peut être acceptable du moment que les temps de calculs restent négligeables. Rappelons que les analyses décrites précédemment supposent que le matériau est élastique.

1.3.2.7 Comparaison de l'analyse théorique aux résultats expérimentaux

Reprenant les résultats des essais menés par WEINGARTEN [45], STURM [46] et WEINDENBURG [59], SCHULTZ [60] présente un bilan comparatif de ces résultats en fonction du paramètre R/t . L'écart moyen entre les résultats des essais et la charge critique issue de la théorie classique développée par DONNELL est de l'ordre de 20 à 25%. Plus généralement, des essais menés par YAMAKI [58] sur des coques en résine polyester, dont le paramètre Z varie de 20 à 1000, ainsi que les essais cités plus haut, montrent que la théorie classique développée par DONNELL surestime légèrement la pression critique.

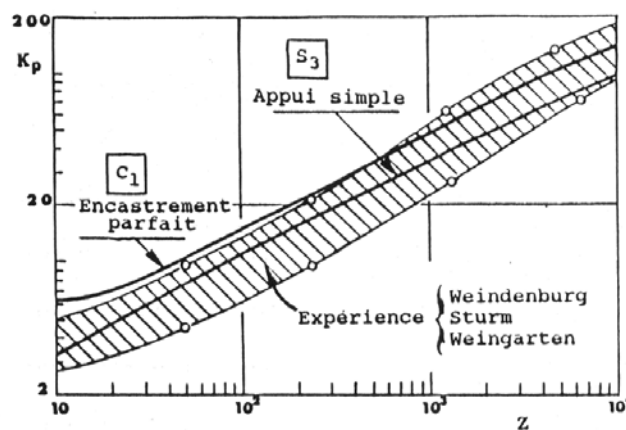


Figure 23 : Comparaison essais et théorie classique d'après YAMAKI [58]

Cet écart est principalement dû, d'une part à la non prise en compte dans la théorie classique des déformations précritiques, et d'autre part à l'effet des conditions aux limites et à l'effet des défauts géométriques. Par ailleurs, la dispersion est aussi tributaire des soins avec lesquels les essais sont réalisés.

1.3.3 Effet des conditions aux limites

1.3.3.1 Approche de SOBEL

SOBEL [61] a analysé l'influence des conditions aux limites pour des coques cylindriques ayant un rapport $R/t=100$ et $L/R=1$. Ses résultats numériques, résumés dans le tableau ci-après, portent sur deux séries de conditions aux limites matérialisant l'encastrement (cas C) et l'appui simple (cas S). La comparaison de la charge critique à celle donnée par la théorie classique (cas S3) met en évidence l'importance des effets des conditions aux limites.

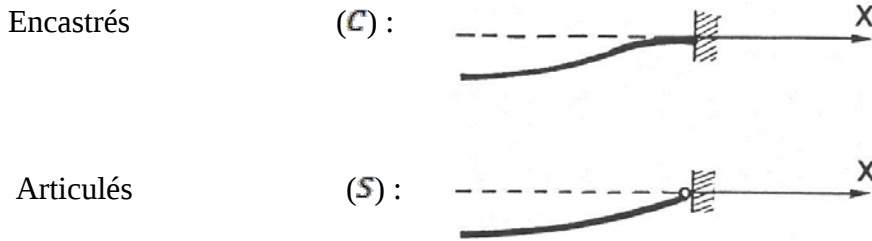


Figure 24 : Groupes de conditions aux limites

CL	u_1	v_1	w_1	$w_{1,x}$	$w_{1,xx}$	N_{1x}	N_{1xy}	Type de CL	P_{cr}/P_{S3}
S_1	0	0	0		0			Appui	1.24
S_2	0		0		0		0		1.16
S_3		0	0		0	0			1.00
S_4			0		0	0	0		<u>0.96</u>
C_1	0	0	0	0				Encastrement	1.33
C_2	0		0	0			0		1.31
C_3		0	0	0		0			1.12
C_4			0	0		0	0		1.12

Tableau 2 : Définition et effet des conditions aux limites d'après SOBEL [61]

Les déplacements u_1 , v_1 , w_1 correspondent aux déplacements axial, circonférentiel et radial, 0 signifie que le ddl est bloqué, sinon le ddl est libre, et $u_{,x}=du/dx$ [62].

Lorsque le déplacement axial aux extrémités est empêché (cas S_1 , S_2 , C_1 , C_2), la résistance au flambage est plus importante que lorsque la contrainte axiale N_{1x} est imposée nul (cas S_3 , S_4 , C_3 , C_4). Cette conclusion a été confirmée et généralisée par YAMAKI [58] pour des coques cylindriques dont le paramètre Z est compris entre 6 et 1000. L'analyse est faite à partir de la théorie de coque de DONNELL [40] en prenant en considération les effets des déformations précritiques de flexion. La Figure 25 illustre les résultats de calculs pour les huit conditions aux limites définies précédemment.

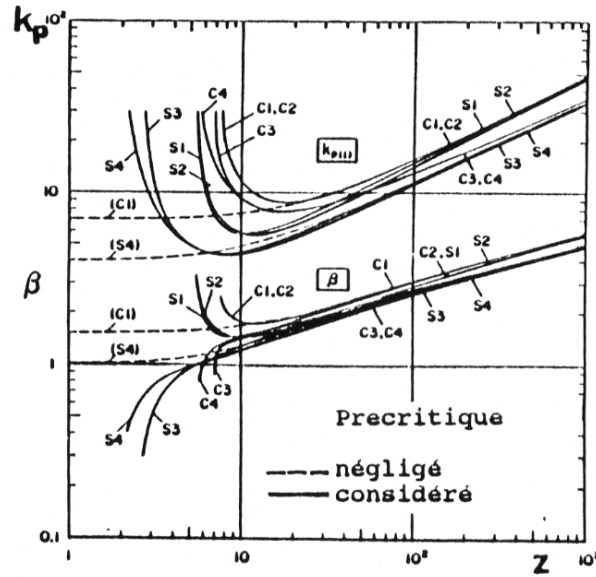


Figure 25 : Effet des conditions aux limites et des déformations précritiques [58]

- Pour les coques relativement courtes ($Z < 20$), l'effet de l'encastrement au bord ($w_{1,x} = 0$) est prédominant.
- Lorsque Z est supérieur à 200, c'est la condition imposée dans la direction axiale ($u_1 = 0$) ou ($N_{1x} = 0$) qui joue le rôle prépondérant dans la détermination de la pression critique.
- Les déformations précritiques de flexion n'ont une influence significative que pour des valeurs de Z inférieures à 30.

Il apparait clairement que l'effet des conditions aux limites sera négligeable par rapport au flambage des tubes étant donné que $Z \gg 1000$ dans notre cas. Il est ainsi mis en évidence dès à présent que l'étude d'une coque infinie serait représentative. Il reste cependant à vérifier que la condition de bridage ou d'encastrement dans une plaque n'induit pas des effets de couche limite indépendamment du flambage (plastification au voisinage de l'encastrement).

1.3.3.2 Approche de YAMAKI

Yamaki [58] (avec la condition $Z > 100$), a calculé la pression critique et le mode critique circonférentiel correspondant :

$$P_{cr} = a_p \frac{\pi^2}{12(1-\nu^2)^{0.75}} E \frac{R}{H} \left(\frac{t}{R} \right)^{2.5} \quad (1-53)$$

$$n_{cr} = b_p \pi (1-\nu^2)^{0.125} \sqrt{\frac{R}{H}} \sqrt[4]{\frac{R}{t}} \quad (1-54)$$

$$\text{Avec } Z = \frac{H^2 \sqrt{(1-\nu^2)}}{Rt}; \quad k_p = a_p Z^{1/2}; \quad \beta = b_p Z^{1/4} \quad (1-55)$$

Où a_p et b_p sont des paramètres fonction de Z , du type de conditions aux limites et du type de pression externe.

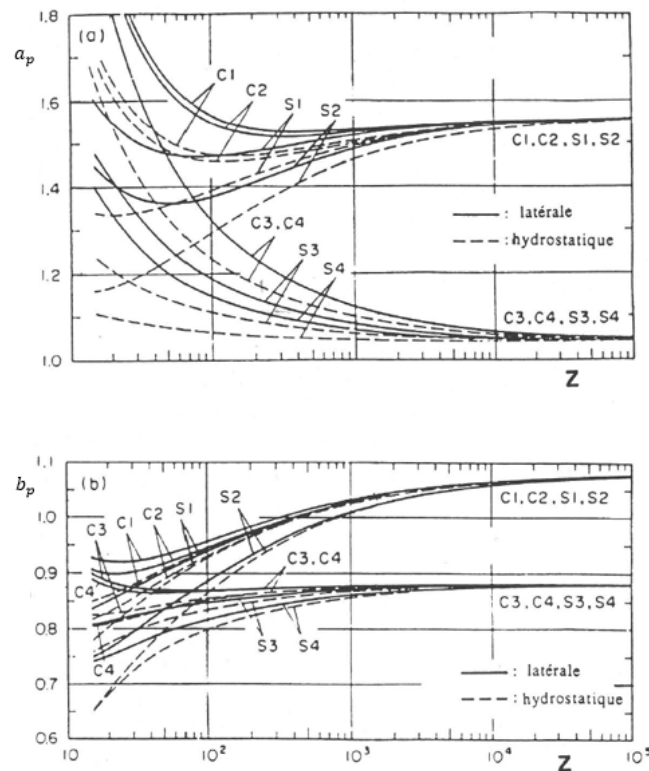


Figure 26 : Variation de a_p et b_p en fonction de Z [22]

Pour les valeurs de $Z > 1000$, ces abaques indiquent que la perte de résistance à caractéristiques égales est de l'ordre de 30% par rapport à une coque parfaitement encastrée et le mode circonférentiel est plus faible 20%.

Pour les valeurs de Z suffisamment grandes ($Z > 10000$), les deux familles de conditions sont nettement distinctes et les valeurs des paramètres a_p et b_p proposées sont :

	Pour les cas C_1, C_2, S_1, S_2 ($U_1 = 0$) : on a $a_p = 1.56$ $a_p = 1.506$ et $b_p = 1.07$.	(1-56)
	Pour les cas C_3, C_4, S_3, S_4 ($N_{x1} = 0$) : on a $a_p = 1.05$ et $b_p = 0.88$.	(1-57)

Autant dans les approches expérimentales que dans la formulation théorique du problème de flambage de tubes sous pression externe, il est souvent fait état de la présence de bifurcation d'équilibre. On entend par là que le flambage ne se fait pas toujours de façon progressive dès l'initiation du chargement. Il existe bien une pression seuil à partir de laquelle une géométrie modale orthogonale à la configuration initiale, apparaît. Nous ne détaillons pas ici tout le cheminement théorique qui permet d'aboutir à la définition de la contrainte de bifurcation plastique. Nous

rappelons simplement la formule qui permet l'estimation du seuil de bifurcation plastique. Pour ce faire, nous différencions les cas où la pression ne s'applique que sur la paroi latérale du tube donc sans effet de fond, du chargement hydrostatique (avec effet des fonds). Il existe un troisième cas, celui où la déformation axiale du tube est empêchée en considérant donc un encastrement aux deux extrémités, ce cas correspond à celui de la pression latérale seule à laquelle on rajoute la condition $\varepsilon_{xx} = 0$.

1.3.4 Effet des configurations du chargement

1.3.4.1 Pression latérale

Nous considérons un tube long dans les conditions décrites ci-dessous :

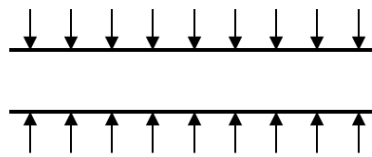


Figure 27 : Cas de la pression latérale

L'analyse de bifurcation plastique à l'aide de la théorie de déformation (J2 Déformation) (non détaillée ici) aboutit à l'expression suivante :

$$P_c = \frac{1}{4} \left[\frac{C_{22}}{1 + \frac{1}{12\Omega} \left(\frac{t}{R} \right)^2} \right] \left(\frac{t}{R} \right)^3 \quad (1-58)$$

$$\text{avec } C_{22} = \frac{Et}{\Omega} \quad \text{et} \quad \Omega = 1 - \frac{4\nu_t^2}{\left(1 + \frac{3E_t}{E_s} \right)} \quad (1-59)$$

Où : E_t : Module d'élasticité tangent ; E_s : Module d'élasticité sécant

Si l'on considère un matériau élastique, on retrouve l'expression de la charge critique donnée dans (1-37). Dans le cas d'un non linéarité matériau (plasticité) la solution ou l'expression de la pression critique est obtenue de façon itérative. On incrémente P progressivement, on déduit les constantes matériaux E_s et E_t , on en déduit une estimation de P_c que l'on compare à P. On a la solution lorsque $P = P_c$.

1.3.4.2 Pression hydrostatique

Dans ce cas le tube est considéré fermé :

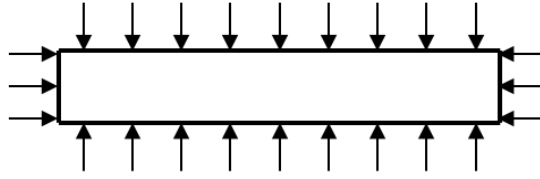


Figure 28 : Cas de la pression hydrostatique

La pression critique obtenue par une analyse de bifurcation plastique s'écrit comme précédemment :

$$P_c = \frac{1}{4} \frac{C_{22}}{1 + \frac{1}{12\Omega} \left(\frac{t}{R}\right)^2} \left(\frac{t}{R}\right)^3 \quad (1-60)$$

Avec cette fois-ci :
$$C_{22} = \frac{E_s}{\frac{1}{4} \left(1 + 3 \frac{E_s}{E_t}\right) \Omega} \quad (1-61)$$

et
$$\Omega = 1 - \frac{4\nu_s^2}{\left(1 + 3 \frac{E_s}{E_t}\right)} \quad (1-62)$$

1.3.4.3 Pression latérale et tube bridé

Nous considérons un tube dans les conditions décrites ci-dessous :

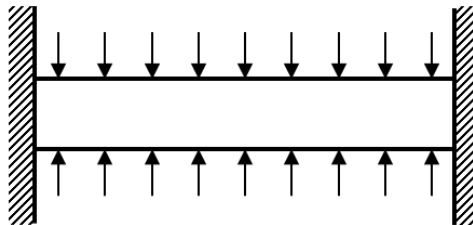


Figure 29 : Cas de la pression latérale sur un tube bridé

Dans ce cas
$$N_{\theta\theta}^0 = -PR$$

Et
$$\varepsilon_{xx} = 0$$

L'analyse de bifurcation plastique, non détaillée ici, conduit à :

$$P_c = \frac{1}{4} \frac{C_{22}}{1 + \frac{1}{12} \left(\frac{t}{R}\right)^2} \left(\frac{t}{R}\right)^3 \quad (1-63)$$

Dans le cas élastique $C_{22} = \frac{E}{(1-\nu^2)}$. On retrouve l'expression de P_c donnée en (1-37) si on néglige

$\frac{1}{12} \left(\frac{t}{R}\right)^2$ devant 1 ce qui reste tout à fait plausible dès que $R/t \geq 10$. Dans le cas $R/t=10$ on a

$\frac{1}{12} \left(\frac{1}{10} \right)^2 = \frac{1}{12} \cdot \frac{1}{100} < 1 \cdot 10^{-3}$. Dans le cas du flambage plastique une approche conservative conduirait à remplacer E (le module d'Young) par E_t le module tangent.

1.3.4.4 Principales conclusions

KYRIAKIDES [53] a comparé les trois configurations décrites ci-dessus et en a déduit que la configuration hydrostatique et la pression latérale représentent les extrêmes. Le cas du tube bridé est une configuration intermédiaire en termes de charge de collapse.

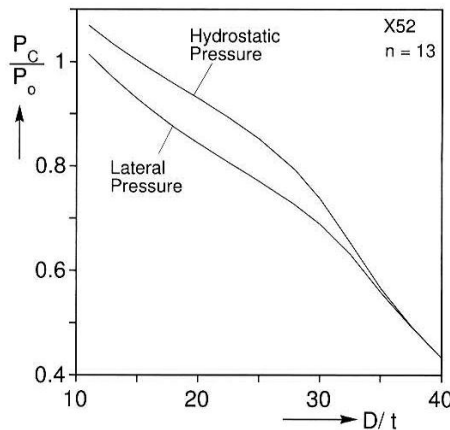


Figure 30 : Evolution des charges de bifurcation plastiques en fonction de D/t pour les cas pression latérale et pression hydrostatique (acier X52) [53]

Soulignons que ce résultat est obtenu pour une loi de comportement particulière, celle de l'acier X52. Il est probable que la loi d'écrouissage change les écarts observés entre les différentes configurations.

Le cas d'un chargement de pression hydrostatique conduit à des charges critiques plus élevées que le cas de la pression latérale qui reste la configuration donnant les charges critiques les plus basses. L'écart, qui est cependant fortement dépendant de la forme de la loi matériau, est de l'ordre de 10% pour les faibles D/t . Pour $D/t \geq 35$ le flambage est élastique. Dans ce cas toutes les expressions de P_C (hydrostatique, tube bridé, pression latérale) reviennent à la formule de LEVI et TIMOSHENKO donnée en (1-37).

1.3.5 Effet des imperfections géométriques initiales

La présence d'imperfections géométriques initiales peut, comme l'a montré KOITER [63] dans le cas des coques cylindriques sous compression axiale, entraîner une réduction significative de la charge critique. L'application d'une démarche similaire, toujours pour les coques cylindriques, mais dans le cas d'une pression externe, est due à BUDIANSKY et AMAZIGO [48]. En utilisant une approche asymptotique, ces auteurs ont évalué le degré de sensibilité aux imperfections de forme en fonction du paramètre de BATDORF Z , pour la condition aux limites S3 (appui simple). Le problème est traité en négligeant les déformations précritiques de flexion.

Afin d'estimer le domaine de validité de cette analyse, YAMAKI [58] utilise la théorie non linéaire exacte de DONNELL [40], pour laquelle les déformations finies sont considérées, avec une condition aux limites de type encastrement (C1). Les courbes présentées à la Figure 31 précisent la comparaison des deux approches dans le cas de la pression latérale, et dans le cas d'un chargement hydrostatique. Ces courbes traduisent l'évolution du paramètre a_2 qui caractérise le comportement postcritique et la sensibilité aux imperfections de forme. Si a_2 est positif la coque est insensible aux défauts géométriques ce qui se traduit par un comportement postcritique stable ascendant.

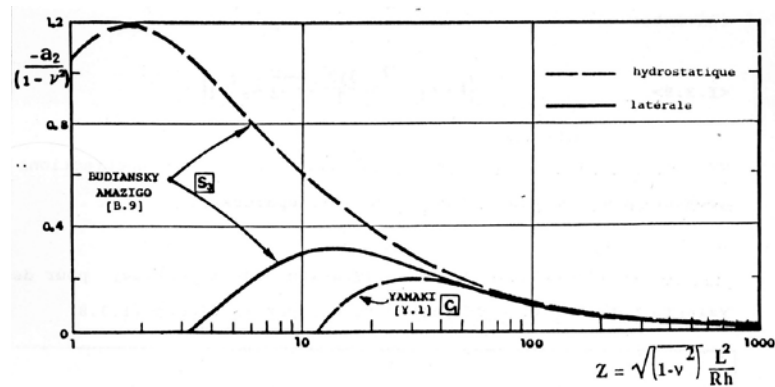


Figure 31 : Evolution du paramètre a_2 qui traduit la sensibilité aux imperfections [58]

Le paramètre a_2 qui caractérise la sensibilité aux défauts, concorde pour les deux approches lorsque $Z > 40$. Pour $Z < 40$ l'écart constaté est attribué pour partie à la différence des conditions aux limites et pour partie au fait que les déformations précritiques de flexion sont négligées dans l'analyse menée par BUDIANSKY et AMAZIGO [48]. Pour les valeurs de Z supérieures à 1000, le paramètre a_2 tend vers 0. Ceci traduit que pour ce type de coques, l'influence des imperfections initiales est négligeables. Par contre pour $Z < 10$ le paramètre a_2 est positif, dans ce cas les coques sont insensibles aux défauts de forme. YAMAKI [58] précise aussi dans son étude que pour $Z < 10$ il n'y a plus de bifurcation d'équilibre. Il faut ajouter toutefois que ces analyses supposent que le mode de flambage est unique et que l'imperfection est homothétique à ce mode avec une amplitude relativement faible afin d'assurer la convergence des développements asymptotiques considérés.

Avec ces hypothèses, le facteur de charge λ_L est alors relié au paramètre de sensibilité aux imperfections a_2 par la relation :

$$(1 - \lambda_L)^{\frac{3}{2}} = \frac{3\sqrt{3}}{2} \sqrt{-a_2 \lambda_L} |\mu_1| \quad (1-64)$$

Où $a_2 < 0$ et μ_1 représente l'amplitude de l'imperfection géométrique modale considérée rapportée à l'épaisseur. La représentation de cette équation est illustrée pour des valeurs particulières et arbitraires du paramètre a_2 à la Figure 32.

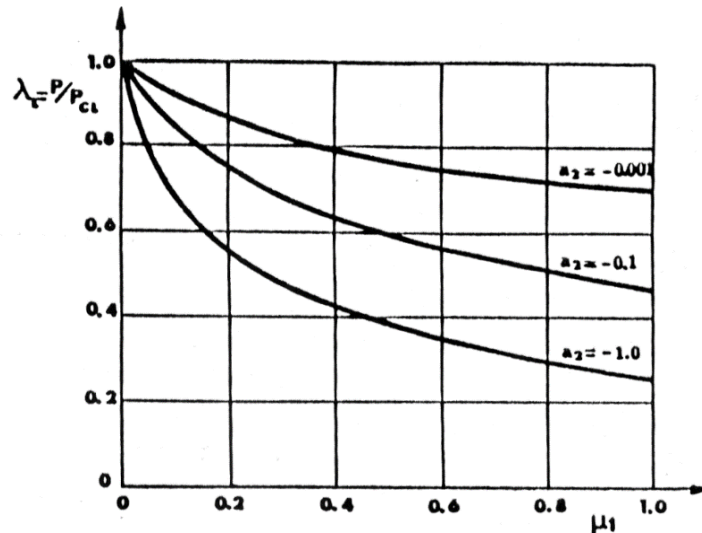


Figure 32 : Influence du défaut initial sur la pression critique

L'allure des courbes est similaire, comme on le verra un peu plus loin, à celle obtenue plus particulièrement dans le cas des tubes comportant un défaut initial de type ovalisation (mode 2).

Afin d'établir la validité des approches théoriques présentées plus haut, mais aussi indépendamment des approches analytiques et plutôt dans l'objectif d'établir des courbes et règles de design, de nombreux essais ont été menés sur des structures tubulaires. Ci-dessous les essais, plus de 2700 à échelle 1, recensés par l'API pour différents rapports D/t , mais aussi différents matériaux métalliques et différents procédés de fabrication (Figure 33). P_{co} représente, comme défini plus haut, la pression de collapse et P_0 la pression de plastification. La dispersion des résultats montre clairement qu'il est nécessaire d'identifier les paramètres qui influencent le collapse des tubes sous pression externe. Il a été démontré suite à des analyses numériques et expérimentales que les défauts de forme sont l'un des facteurs prépondérants quant à la capacité portante. D'autres facteurs tels que la variation d'épaisseur, les contraintes résiduelles et les propriétés matériau sont aussi sensibles. KYRIAKIDES [53] a montré, que lorsque le matériau est connu précisément (la donnée de E et σ_y ne suffisent pas) par la donnée d'une courbe de traction, que lorsque les paramètres géométriques sont finement mesurés, à savoir la mesure de l'ovalisation maximale et de la variation d'épaisseur moyenne ou excentricité, l'estimation numérique de la charge de collapse est assez précise. L'écart moyen entre simulation et expérimentation est alors de 5.5 %.

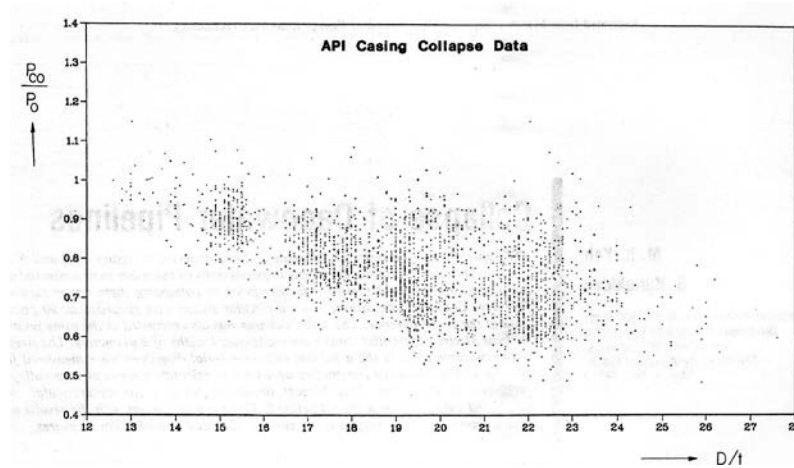


Figure 33: API casing collapse data (courtesy C.G. Langner, Shell development Co.)

1.3.5.1 Effet de l'ovalisation

L'estimation de l'ovalisation initiale d'un tube s'obtient en mesurant son diamètre en différentes positions angulaires (une douzaine) et pour différentes sections (selon la longueur du tube, au minimum en 5 sections). L'ovalisation peut être définie par :

$$\Delta_0 = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{D_{\max} + D_{\min}} \quad (1-65)$$

Où $D_{\max}$ (resp. $D_{\min}$) représente le diamètre maximum (resp. minimum).

L'expression de $\bar{w}$ défaut en mode 2 ou ovalisation est alors :

$$\frac{\bar{w}}{R} = -\Delta_0 \cos 2\theta \quad (1-66)$$

Les calculs numériques montrent que l'ovalisation est un paramètre très sensible, et les mesures sur les tubes montrent que ce défaut initial est très souvent présent, et son amplitude dépend du procédé de fabrication. En général Δ_0 oscille entre 0.1% et 3%.

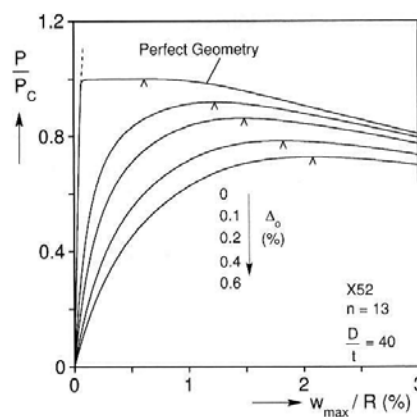


Figure 34 : Effet de l'ovalisation pour un tube en acier X52, avec $D/t=40$

Pour cet exemple, $D/t=40$, le tube parfait flambe élastiquement en mode 2, pour une pression de 76,6 bars, mais le collapse est plastique. Après bifurcation, la pression ne change pas mais le mode 2 s'amplifie ce qui conduit à l'épuisement plastique du matériau du fait de l'accroissement des contraintes de flexion. La pression maximale atteinte représente la pression de collapse P_{co} . L'effondrement de P_{co} en fonction de l'ovalisation, montre que ce paramètre est très sensible et donc largement dimensionnant. Le dimensionnement des tubes flambant élastiquement mais ruinant plastiquement peut être obtenu à l'aide de l'équation (1-51) (voir Figure 21).

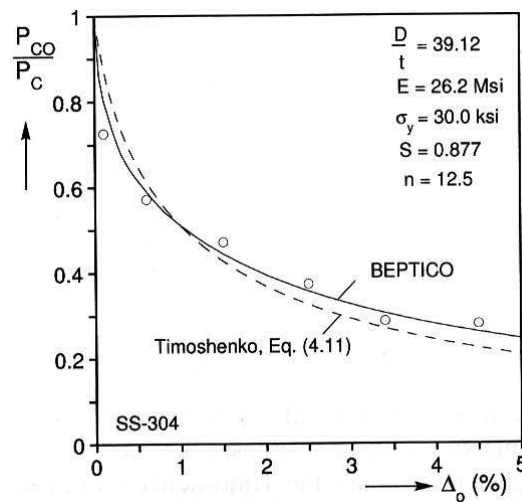


Figure 35 : Charges de collapse en fonction de l'ovalisation initiale pour $D/t=39.1$: Comparaison du calcul analytique (équation (1-37)) aux essais et à la simulation numérique.

Pour les tubes flambant élastiquement, la formule de TIMOSHENKO (équation (1-37)), donne une bonne estimation de la charge de collapse en fonction de l'ovalisation initiale (Figure 35). Cette formule peut donc être utilisée pour le design dans le cas du flambage élastique mais pas d'un collapse plastique. Une méthode simple pour estimer à partir de quel D/t la formule s'écarte notablement des résultats numériques, consiste à chercher la valeur de D/t qui conduit à égaler la pression d'écoulement plastique P_0 à la pression critique au sens du flambage élastique, donc à l'expression de P_c donné par LEVI et TIMOSHENKO (équation (1-37)). Ce qui revient à :

$$\left[\frac{D_0}{t} \right]_{cr} = \sqrt{\frac{E}{(1-\nu^2)\sigma_0}} \quad (1-67)$$

Dans le cas où le tube flambe plastiquement, la sensibilité à l'ovalisation demeure, comme le montre l'exemple ci-dessous ($D/t=20$) traité numériquement toujours avec le code BEPTICO [53].

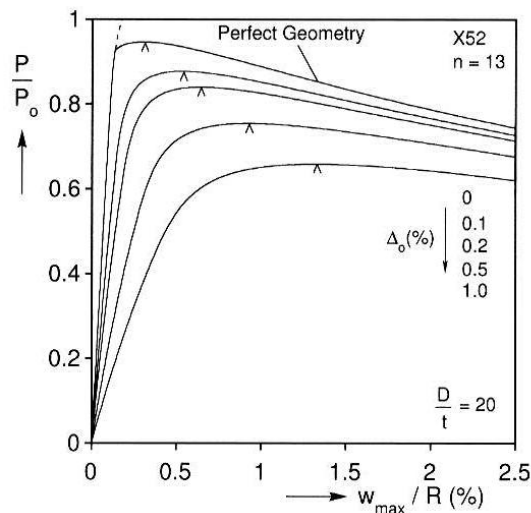


Figure 36 : Effet de l'ovalisation pour un tube en acier X52, avec $D/t=20$

Dans le cas du flambage plastique la pression est normalisée par la pression d'écoulement plastique P_0 définie plus haut (équation (1-37)). La charge de bifurcation plastique vaut $P_c=275.9$ bars, alors que le collapse P_{co} est atteint pour une pression légèrement plus élevée (1.84% plus haute que P_c).

Ces derniers résultats ont été obtenus à l'aide du code BEPTICO, le calcul incrémental tient compte de la plasticité avec 12 points d'intégrations sur la demi circonférence et 7 points d'intégration dans l'épaisseur du tube. Pour ces types de simulations (prise en compte de l'ovalisation) le défaut est généré sur toute la longueur du tube ce qui conduit lorsque les conditions aux limites sont non rigides, à un mode global. Cependant les essais montrent que le collapse est toujours induit par un mode localisé (à condition que le banc d'essai soit suffisamment rigide) (Figure 37).

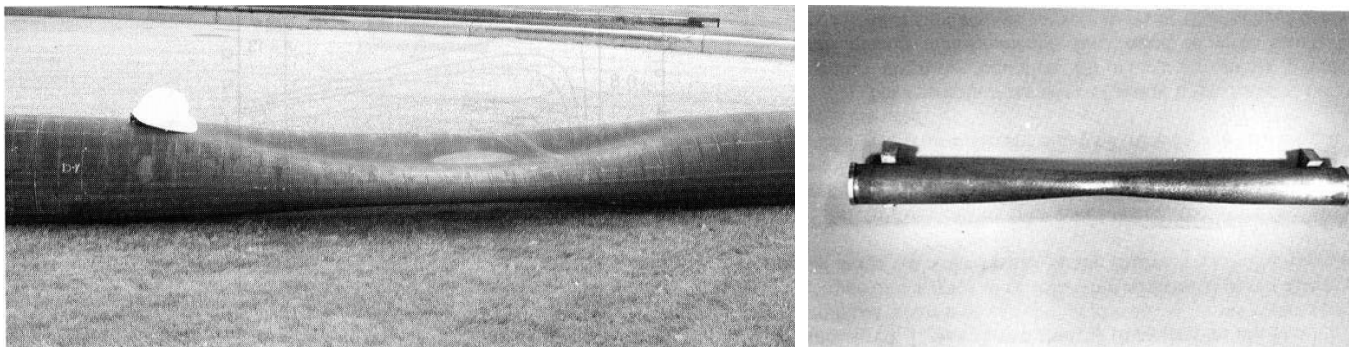


Figure 37 : Mode de collapse localisé d'un pipe (Courteys C - FER Technologies) et collapse d'un modèle réduit [56]

La prise en compte de l'ovalisation initiale sur toute la longueur du tube, et de l'expression précise de la loi de comportement, permet généralement une bonne estimation de la charge de ruine [53], il semble cependant à la vue des résultats obtenus par KYRIAKIDES que la corrélation essais-calculs est plus difficile à obtenir pour les D/t bas ($D/t < 14$).

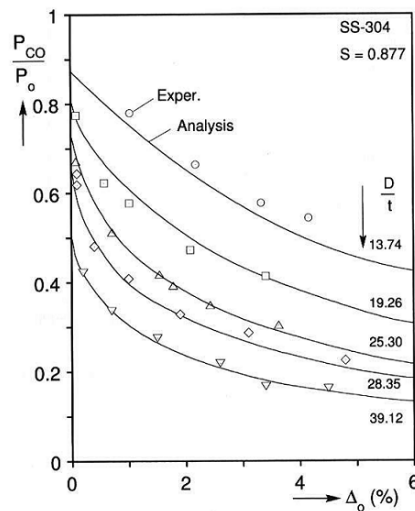


Figure 38 : Charges de collapse en fonction de l'ovalisation initiale pour différents D/t : Comparaison essais calculs.

Il se dégage de l'ensemble de ces résultats que l'ovalisation est un paramètre clé pour ce qui est des tubes minces ou épais. Les résultats démontrent clairement la grande sensibilité de la pression de collapse à l'ovalisation initiale. Une ovalisation de 1% entraîne une réduction de 30 à 40% de la pression de collapse. Pour 5% d'ovalisation, la réduction de la capacité portante est supérieure à 50%. Généralement le défaut initial est plus complexe que la simple ovalisation, mais pour les D/t bas ($D/t < 25$) il est clairement démontré par les essais et les calculs que le mode privilégié correspond au mode 2. Lorsque le défaut est complexe (quelconque) autrement dit lorsqu'il combine plusieurs harmoniques, il est plus judicieux pour la modélisation d'estimer l'amplitude maximale du défaut local et de l'associer au mode 2 pour la simulation.

LOHMEIER et ALL [51] ont étudié analytiquement et expérimentalement l'effet de l'ovalisation sur le collapse de tubes épais soumis à pression externe. Leur étude concerne les tubes de générateurs de vapeur de centrales nucléaires. Deux configurations géométriques ont été étudiées ($D/t=17.44$ et $D/t=17.5$, D étant le diamètre extérieur du tube). Le modèle analytique proposé se base sur l'analyse limite, la charge ultime est approchée en considérant une forme d'effondrement qui privilégie le mode 2. La loi matériau, de l'inconel, est considérée élastique parfaitement plastique ; la position des rotules plastiques est inusitée de façon à favoriser l'ovalisation. L'étude menée considère l'effet de l'ovalisation sur un tube droit (analytiquement et expérimentalement) mais aussi l'étude des tubes en U (uniquement expérimentale). Cette étude confirme l'effet néfaste de l'ovalisation, ainsi une ovalisation initiale de $e=10\%$ ($e=(D_{\max}-D_{\min})/D_{\text{nom}}$) entraîne une perte de capacité portante de l'ordre de 58%.

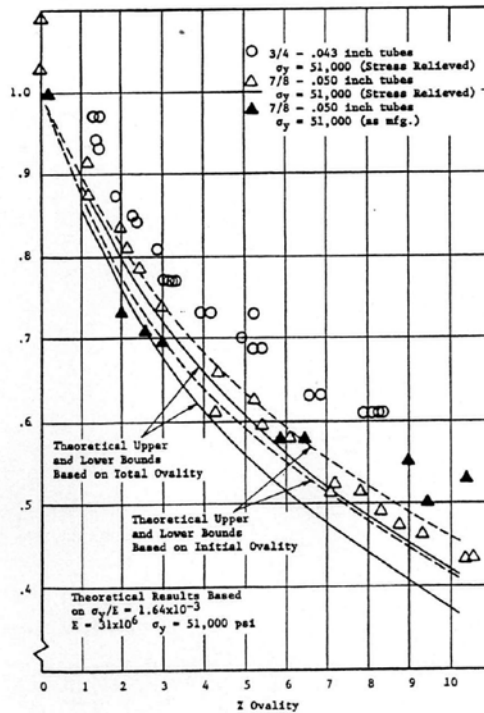


Figure 39 : Charges de collapse en fonction de l'ovalisation $D/t=17.5$: tube droit

Une tentative est faite pour analyser l'effet des contraintes résiduelles induites par l'initiation de l'ovalisation qui est ici obtenue mécaniquement par deux procédés. Le premier consiste à induire l'ovalisation via un écrasement local du tube sous presse, pour le second procédé, un dispositif spécifique est mis en place autour du tube. Les résultats semblent montrer que pour les faibles ovalisations, de l'ordre de 3%, les contraintes initiales ont un effet néfaste, elles entraînent une chute de capacité portante supplémentaire comparativement au cas sans contrainte (le tube a été traité thermiquement). Par contre, pour les ovalisations supérieures, les tubes non traités thermiquement, donc en présence des contraintes résiduelles initiées lors du processus d'ovalisation de la section, ont une capacité portante supérieure. Il nous semble cependant que cette étude, relative à l'effet des contraintes résiduelles, est insuffisante. Une analyse plus précise de la forme de l'ovalisation, ainsi que de la loi de comportement du matériau avant et après traitement thermique, ainsi que des essais complémentaires semblent nécessaires à une analyse fine de l'effet des contraintes résiduelles.

Les études menées confirment que l'ovalisation accentue la perte de capacité portante d'un tube soumis à pression externe. Il serait intéressant de valider par une approche numérique la courbe obtenue expérimentalement quant à l'effet de l'ovalisation sur un tube.

1.3.5.2 Effet de la variation d'épaisseur

D'autres paramètres peuvent influencer la capacité portante ou pression de collapse. Tout d'abord la variation d'épaisseur ou excentricité. Généralement cette imperfection lorsqu'elle est induite par le procédé de fabrication, reste faible.

La variation d'épaisseur plus communément appelée excentricité se définit par :

$$\Xi_0 = \frac{t_{\max} - t_{\min}}{t_{\max} + t_{\min}} \quad (1-68)$$

Ξ_0 est généralement très faible (inférieure à 2%), mais certains procédés de fabrication peuvent engendrer des variations de l'ordre de 5%. Plus le tube est épais plus la variation est faible. La plupart des études s'accordent sur le fait que de telles variations n'entraînent pas de chute importante de la capacité portante. La variation d'épaisseur inhérente au procédé de fabrication, à ne pas confondre avec la perte d'épaisseur due aux conditions de service (corrosion, usure par frottement...), est beaucoup moins néfaste que l'ovalisation. Ainsi pour un tube en acier X52 de rapport $D/t=20$, une variation d'épaisseur de l'ordre de 5% induit une chute de la pression de collapse de 1%. Si $\Xi_0 = 10\%$ alors la chute de capacité portante est de 3.7% ; et elle atteint 11.5% pour $\Xi_0 = 20\%$. Les mêmes tendances sont obtenues pour un tube tel que $D/t=35$. Les divers résultats de la littérature quant à l'effet de la variation d'épaisseur montrent que celui-ci est faible tant que l'on considère que $\Xi_0 < 10\%$ ce qui est généralement largement vérifié. Ci-dessous les résultats obtenus par KYRIAKIDES [53] via la simulation numérique.

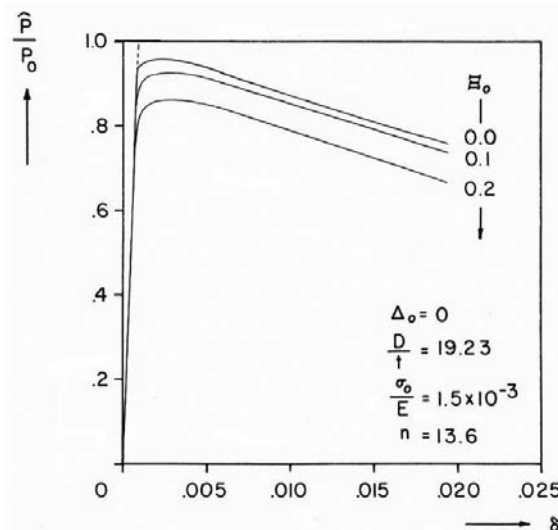


Figure 40 : Charges de collapse fonction de l'excentricité Ξ_0 ou perte d'épaisseur pour un tube épais $D/t=19.23$.

Pour ces résultats obtenus par la simulation numérique, l'ovalisation n'est pas considérée. Pourtant l'ovalisation et la variation d'épaisseur coexistent et interagissent lors du chargement. YEH and KYRIAKIDES [64] ont étudié expérimentalement et numériquement l'effet de l'orientation (ce qui consiste à initier ou inhiber l'interaction) de ces imperfections sur le comportement ultime. Leur étude démontre que cet effet est négligeable et qu'il n'est pas nécessaire de complexifier les modèles numériques en tenant compte de l'orientation de la variation d'épaisseur vis-à-vis de l'orientation de l'ovalisation.

1.3.5.3 Effet de la perte d'épaisseur

Nous avons essentiellement recensé les études qui traitent des tubes épais. Les travaux de KOITER [56] et de GUSIC [65] traitent des coques minces ou peu épaisses et se concentrent sur des pertes d'épaisseur théoriques, puisque la distribution d'épaisseur est considérée modale.

De récents travaux menés par NETTO [66] concernent l'effet de pertes d'épaisseurs, localisées circonférentiellement et axialement. La figure ci-dessous définit l'allure des défauts considérés, sachant que la taille, dimension axiale et azimutale, variée jusqu'à couvrir une certaine longueur et l'intégralité de la section. Ce défaut d'épaisseur est censé représenter différentes tailles et épaisseurs de corrosion.

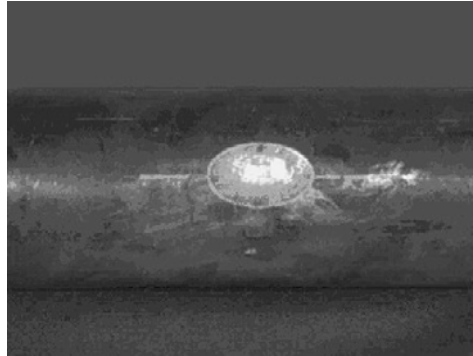


Figure 41 : Forme des défauts étudiés [66]

L'étude est menée sur des tubes de caractéristique géométrique $D/t=32$. Tout d'abord l'étude concerne le défaut axisymétrique, la longueur ou l'étendue axiale du défaut est variée jusqu'à atteinte d'une asymptote en terme de capacité portante. La longueur de corrosion est paramétrée à l'aide du paramètre adimensionnel L/D ou L est la longueur de corrosion (ou longueur avec perte d'épaisseur) et D représente le diamètre du tube. La profondeur de corrosion ou perte d'épaisseur est paramétrée à l'aide du coefficient adimensionnel d/t ou d représente la perte d'épaisseur et t représente l'épaisseur du tube. Cette étude permet de conclure que pour une perte d'épaisseur fixée, il existe une longueur critique de corrosion à partir de laquelle la charge de collapse est exactement égale à celle du tube dont l'épaisseur serait constante et égale à celle de la zone corrodée. Toutes les courbes qui traduisent l'effondrement ou charge de collapse pour une perte d'épaisseur donnée, en fonction de la longueur affectée par la perte d'épaisseur, ont une asymptote qui correspond à la charge de collapse du tube d'épaisseur constante égale à l'épaisseur en zone « corrodée ».

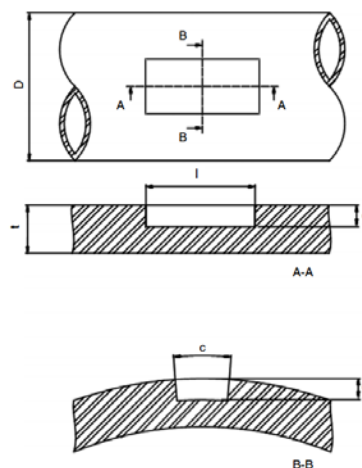


Figure 42 : Formule de défaut de corrosion locale [66]

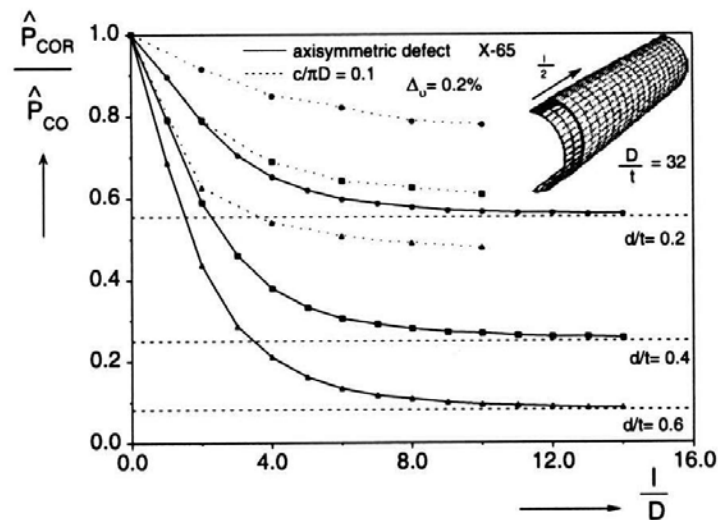


Figure 43 : Effet d'un défaut d'épaisseur axisymétrique : Etude de la longueur d'onde axiale du défaut pour différentes amplitudes du défaut d'épaisseur [66].

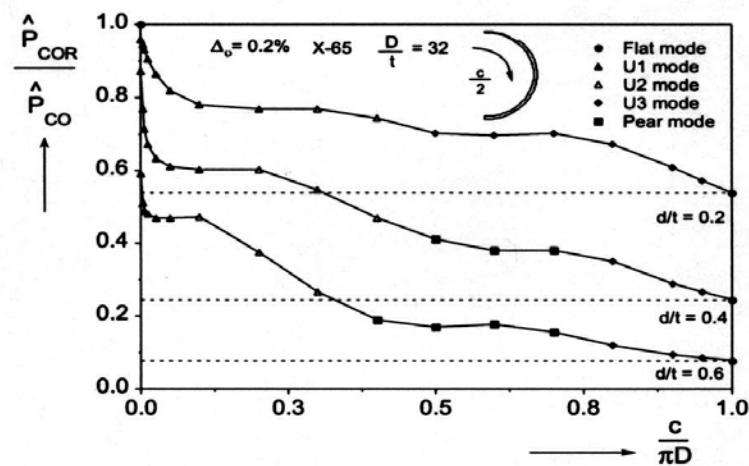


Figure 44 : Effet d'un défaut d'épaisseur non-axisymétrique : Effet de la longueur d'onde azimutale pour différentes amplitudes du défaut [66].

Les études expérimentale et numérique menées, permettent aussi d'évaluer l'effet d'une perte d'épaisseur non axisymétrique. La corrosion n'est donc envisagée que sur une fraction angulaire de la section du tube, le paramétrage de la longueur circonférentielle de cette imperfection est fait à l'aide de la longueur curviligne c . La longueur du défaut ou perte de section est donc varié de 0 (tube parfait) jusqu'à $c=\pi D$, la section est dans ce dernier cas entièrement corrodée.

Les modes de flambage observés sont différents et dépendent du paramètre c (longueur circonférentielle de corrosion) ce qui explique le comportement des courbes résumant les résultats : la transition d'un mode à l'autre s'effectue par une décroissance non linéaire d'un seuil de collapse associé au premier mode, vers un seuil de collapse caractérisant le deuxième mode. Ci-dessous un résumé des comportements observés suivant la localisation du défaut.

Δ_0	0.2%					0.5%				
d/t	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6
Ovality / Defect position	$\hat{P}_{COR} / \hat{P}_{CO}$ (Collapse configuration)*					$\hat{P}_{COR} / \hat{P}_{CO}$ (Collapse configuration)*				
	 0.95	 0.88	 0.74	 0.64	 0.49	 0.96	 0.86	 0.77	 0.68	 0.54
	 0.99	 0.99	 0.96	 0.75	 0.54	 0.98	 0.96	 0.94	 0.94	 0.68
	 0.99	 0.99	 0.88	 0.71	 0.53	 0.98	 0.96	 0.95	 0.95	 0.66
	 0.93	 0.83	 0.72	 0.62	 0.49	 0.94	 0.85	 0.75	 0.66	 0.53

Figure 45 : Charges critiques et modes de flambage [66].

Ci-dessous les différents modes de flambage observés :

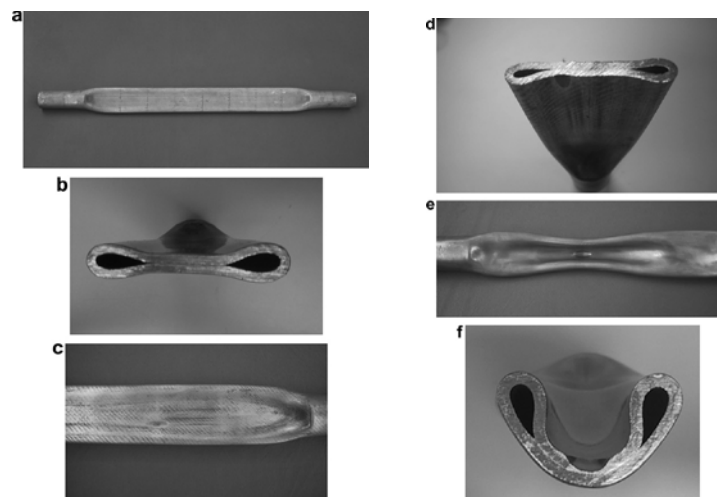


Figure 46 : Modes de flambage obtenus sur un tube avec imperfection d'épaisseur [66].

Les principaux résultats liés à ces différents cas montrent :

- Que le défaut d'épaisseur interagit avec le défaut d'ovalisation. Il est donc nécessaire de bien considérer les deux défauts et leur orientation (position l'un vis-à-vis de l'autre) si l'on veut retrouver les résultats d'essais via la simulation.
- Une simulation 2D permet de retrouver les résultats dans certains cas.
- La modélisation 3D est nécessaire pour la plupart des cas étudiés et permet de corréler proprement les résultats d'essais.

1.4 Coques cylindrique avec confinement externe

1.4.1 Introduction

Dans de nombreuses applications d'ingénierie, il arrive que des cylindres en acier soumis à la pression externe, soient confinés par un corps externe. La surface latérale de la coque en contact avec un milieu extérieure plus ou moins rigide, peut l'être de façon continue ou discontinue. Les tubes

peuvent bien entendu se déformer et à priori « cloquer » en raison d'une sur-contrainte de membrane compressive (selon la direction axiale ou selon la direction circonférentielle), citons par exemple le cas des canalisations enterrées [1] (Figure 1), le cas de coque de tunnel dit liner, où la paroi présente un cloquage dit « single lobe » [2], ou encore le cas de l'instabilité par flambage d'un tube ondulé correspondant à une gouttière « High Density Polyethylene » (HDPE) [1] (Figure 2). Le phénomène du flambage de tube confiné est peu étudié, comparativement aux autres cas comme le simple flambage sous pression externe ou compression axiale, on ne compte que quelques contributions éparses, issus essentiellement d'études pour le domaine de l'ingénierie pétrolière [67], [68], [69], [62], [70], [71]. Généralement le cloquage se produit vers l'intérieur du fait de la condition de contact. En raison des effets de la dilatation thermique empêchée, de la pression latérale (perméabilité du milieu externe) et de la convergence du milieu externe, des contraintes périphériques importantes se développent dans la paroi du cylindre, elles peuvent conduire au flambement qui se produit sous la forme d'un « lobe vers l'intérieur » comme la (Figure 47), le tube n'étant pas libre de se déformer vers l'extérieur. La charge critique est généralement très supérieure à celle obtenue par la condition non confinée.

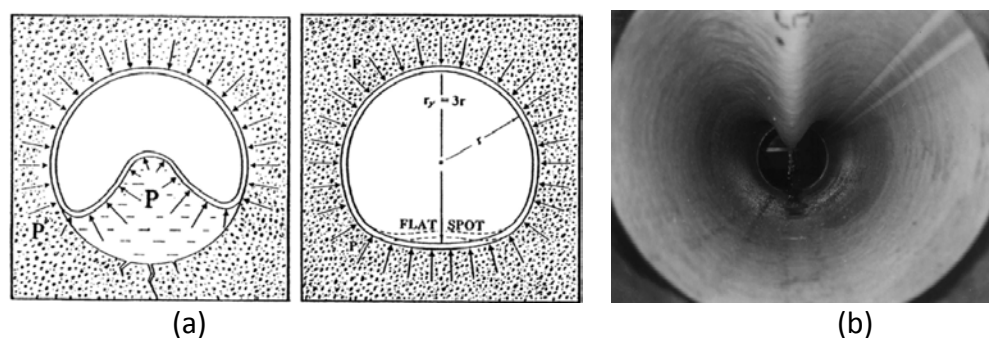


Figure 47 : Flambage dit «single lobe », (a) Déformée de pipeline endommagé [36], (b) Test selon Omara et al [72].

Dans cette partie, nous faisons le point des concepts clés intéressants de prime abord notre travail de recherche, nous présentons les différentes formulations analytiques de pression critique de flambement qui sont proposées pour la configuration de chargement de la coque confinée par rapport aux solutions de Cheney [73], Glock [36], El-Sawy & Moore [74], Thépot [75] et Montel [76]. Puis, nous présentons les résultats relatifs à l'influence du défaut initial, du ratio R/t , du contact (rigidité de confinement, frottement à l'interface du contact) et les influences de divers autres paramètres (plasticité, conditions aux limites...) qui ont été étudiées dans la littérature.

1.4.2 Formulations théoriques

1.4.2.1 Pression critique du tube élastique

Pour les cylindres confinés sous pression externe, le mode de flambement en mono-lobes (Figure 47a) a été observé expérimentalement lors des essais menés par Omara et al [72] (Figure 47b). La première tentative pour prédire ce comportement de flambage revient à Glock [36] (Figure 48) qui a donné la formulation analytique de la pression critique de flambement pour un tube confiné dans le cas d'un cloquage qui survient dans le domaine élastique. Il a supposé pour la résolution, qu'il n'y a pas de variation de la contrainte et de la déformation dans la direction axiale du tube. La solution qu'il

a proposée est plus précise que celle proposée par Cheney [73] en 1971. La pression critique de Glock (1977) P_{GL} est fonction du rapport épaisseur sur diamètre du tube (t/D), des caractéristiques élastiques du matériau E, ν , comme précisé à l'équation (1-69). Les comparaisons avec les données expérimentales [77] [78] [79], de même que les résultats de simulations numériques à l'aide de code aux éléments finis [80] ont confirmé la pertinence de cette formule.

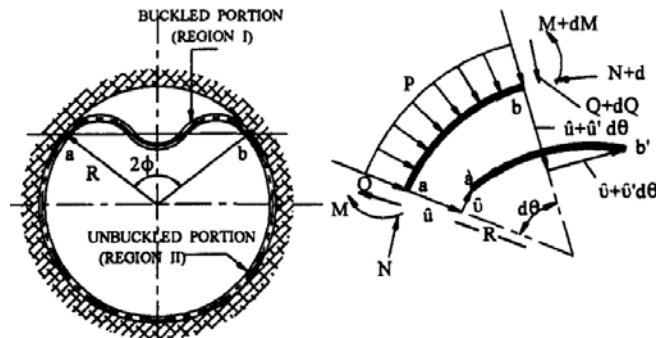


Figure 48 : Modèle de Glock [36]

$$P_{GL} = \frac{E}{1 - \nu^2} \left(\frac{t}{D} \right)^{2.2} \quad (1-69)$$

Avec :

- E Module d'Young
- ν Coefficient de Poisson
- D Diamètre moyen du tube
- t Epaisseur du tube

Nous déduisons de cette formule analytique, que lorsque le rapport (t/D) est entre 30 et 250, un gain de 7.6 à 41.4 fois sur la pression critique de flambement est obtenu par rapport au cas d'un tube dont la surface latérale est libre de tout contact (formule de Timoshenko [42] en 1961 donnée en (1-70)) - Figure 49.

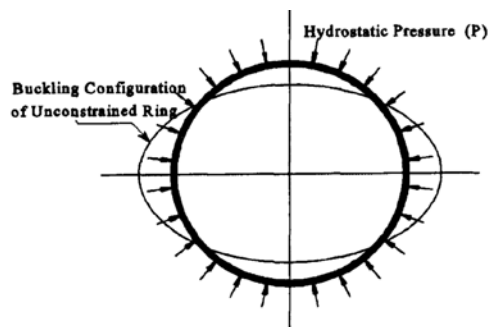


Figure 49 : Flambage sous pression latérale uniforme pour un tube non-confiné [42]

$$P_T = \frac{2E}{1-\nu^2} \left(\frac{t}{D} \right)^3 \quad (1-70)$$

Combinaison de l'équation (1-1) et (1-2) :

$$\frac{P_{GL}}{P_T} = 0.5 \left(\frac{D}{t} \right)^{0.8} \quad (1-71)$$

La validité de l'équation de Glock [36] pour prédire la pression de flambement des cylindres élastiques confinés a été également vérifiée par les résultats d'El-Sawy et Moore [74] (1998). Ils ont proposé une formule analytique-empirique de la pression externe critique pour un tube confiné élastique parfait (équation (1-72)). Ils prennent en compte l'impact de la présence d'un défaut de contact initial (écart ou gap avec le « corps » ou milieu hôte) comme décrit Figure 50:

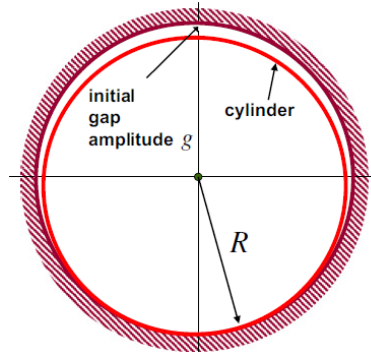


Figure 50 : Schéma définissant l'écart ou gap initial g [10]

$$P_{EM} = \frac{2E}{1-\nu^2} \left(\frac{t}{D} \right)^3 \left(\frac{25 + 700 \left(\frac{t}{D} \right) + 315 \left(\frac{g}{R} \right)}{0.15 + 130 \left(\frac{t}{D} \right) + 1400 \left(\frac{t}{D} \right)^2 + 145 \left(\frac{g}{R} \right)} \right) \quad (1-72)$$

Lorsque $g = 0$, le tube est en contact partout avec le confinement. L'équation (1-72) se transforme en l'équation (1-73).

$$P_{EM} = \frac{2E}{1-\nu^2} \left(\frac{t}{D} \right)^3 \left(\frac{25 + 700 \left(\frac{t}{D} \right)}{0.15 + 130 \left(\frac{t}{D} \right) + 1400 \left(\frac{t}{D} \right)^2} \right) \quad (1-73)$$

Le dernier terme dans la partie droite de l'équation (1-72) exprime l'augmentation de la contrainte critique élastique classique des tubes non confinées (voir équation (1-70) lorsque les conditions de confinement externe infiniment rigide sont imposées sur le cylindre. En supposant une valeur nulle de l'écart initial $g = 0$, la comparaison entre l'équation (1-73) et la formule de Glock (1-71) montre que l'ancienne formule empirique peut prédire assez précisément la pression critique des cylindres confinés. La formule de Glock a également été testée sur le montage expérimental [79] [78]. Dans une publication ultérieure, Boot [81] a amélioré la solution de Glock [36], il propose une expression

analytique de la pression critique tenant compte de la présence d'un gap entre le tube et le corps rigide externe ou corps support. L'effet de la rigidité du confinement élastique ont été étudiés par Bottega [19], qui a examiné analytiquement la charge critique du tube. Li et Kyriakides [20] ont étudié le problème de deux tubes concentriques, la mise en contact des anneaux élastiques, soumis à la pression extérieure, et étendus pour étudier ces résultats flambage propagation dans un cylindre élastique en contact avec une enveloppe externe cylindrique élastique [21]. Ces publications ont indiqué que la rigidité du confinement, ou anneau élastique externe, a un effet significatif sur le comportement du tube interne et de sa capacité de déformation.

Thépot [75] (2000) suivant la même procédure proposée plus tôt par Boot [81] (1998), a développé une solution analytique pour la coque élastique confinée soumise à pression externe, et prenant en compte l'impact d'un gap ou jeu initial g (Figure 51) qui est défini par un paramètre $d, d \leq 10$. La charge critique est donnée par l'équation (1-74), elle est égale à la valeur critique de Glock ((1-69) quand on ne prend plus en compte l'impact du gap.

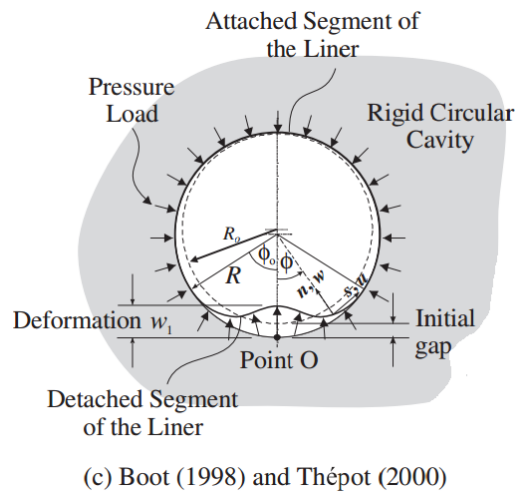


Figure 51 : Configuration du contact, et gap initial pour la solution de Boot et Thépot [82]

$$P_{Th} = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \frac{0.218}{1 + 0.41 d - 0.006 d^2} \left(\frac{t}{R}\right)^{2.2} = \frac{1}{1 + 0.41 d - 0.006 d^2} \cdot \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \left(\frac{t}{D}\right)^{2.2} \quad (1-74)$$

$$= \frac{1}{1 + 0.41 d - 0.006 d^2} \cdot P_{GL}$$

$$\text{Avec } d = 3^{0.6} \left(\frac{g}{R}\right) \cdot \left(\frac{R}{t}\right)^{1.2} \leq 10$$

Plus récemment, en 2003, les travaux de Madryas et Szot [83] ont permis d'étudier l'impact des défauts géométriques sur le flambage sous pression externe de tubes confinés. Les défauts sont ceux communément étudiés pour les tubes confinés, tels que le gap au contact, l'ovalisation initiale, ou un défaut local de type ondulation ou « cloque vers l'intérieur ». Dans une première étape, chaque type de défaut est étudié de façon isolée, puis l'interaction de défauts est considérée. Sur la base d'un

large éventail de calculs MEF et d'une interprétation statistique, une formule décrivant l'influence pondérée des défauts individuels est proposée. Ils ont utilisé la formule de Glock (1977) pour décrire l'imperfection de « gap », d'ovalisation et d'ondulation initiale (l'équation (1-75), et l'imperfection locale est exprimée par un rapport de $\frac{\Delta_{wi}}{R}$ (Figure 52).

$$w = w(\Delta_{wi}, \phi) = \Delta_{wi} \cos^2\left(\frac{\pi\phi}{2\phi_0}\right) \quad (1-75)$$

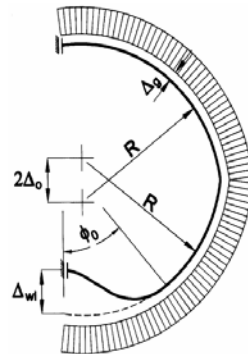


Figure 52 : Description de combinaison de l'imperfection dans l'analyse MEF [83]

Dans l'équation (1-76) ci-dessous, le terme de réduction (η_k) de la pression externe critique est exprimé en fonction de $\frac{\Delta_k}{R}$ et $\frac{t}{R}$ (Figure 52), où k se réfère à l'imperfection.

Madryas et Szot ont proposé trois facteurs de réduction (η_k) (1-76) de la pression externe critique sont exprimés en termes de $\frac{\Delta_k}{R}$ et $\frac{t}{R}$ (Figure 52), où k se réfère à l'imperfection.

$$P_{cr} = \eta_k \cdot E \cdot \left(\frac{t}{D}\right)^{2.2} ; \eta_k = \frac{1}{1 + a \left(\frac{\Delta_k}{R}\right)^b \left(\frac{t}{R}\right)^c} \quad (1-76)$$

Type of imperfection	Coefficient					
	a		b		c	
	Value	S.E	Value	S.E	Value	S.E
Gap	0.84176	0.04373	0.89415	0.01072	-1.16189	0.01568
Ovality	3.53973	0.18097	1.23142	0.01450	-0.50951	0.01124
Wavy imperfection	1.24500	0.04132	1.12283	0.00840	-0.96456	0.01004

Tableau 3 : Coefficients pour les différents types d'imperfection dans l'équation (1-76) [83] ; S.E est l'erreur standard

Madryas et Szot [83] ont proposé des expressions approximatives de l'effet du défaut local qui sont en assez bonne adéquation avec les résultats de la MEF (Tableau 3) comme les courbes l'attestent. Les descriptions mentionnées ci-dessus s'appliquent au modèle combinant les irrégularités ou imperfections décrites à la (Figure 52). Une telle forme de tube est d'ailleurs conforme à celle

observée dans des cas pratiques. Il existe deux formes de flambage d'un tube confiné, à savoir un ou deux lobes. Boot [81] en 1998 et Gumbel [84] en 2001, ont étudié la possibilité de flambage en deux lobes. Mais Madryas et Szot [83] ont indiqué que la condition réelle d'application de la pression (la pression externe est non uniforme) laisse entendre l'apparition d'un flambage mono-lobe. De plus, ils indiquent que le mode mono-lobe conduit à une pression critique inférieure que le mode bi-lobes ou multi-lobes. Il y a certains cas où le corps externe montre deux lobes comme l'ovalisation ($\frac{\Delta_o}{R} > 7\%$) sous pression externe uniforme. Cependant, comme cela a été constaté dans la plupart des essais menés, le cas d'un flambage mono lobe est majoritaire, il semble donc justifiée de retenir cette déformée de flambage pour l'analyse analytique ou numérique.

Cezary [83] a étudié 126 cas d'imperfections combinées via la MEF, en confinant les amplitudes des différentes imperfections dans les plages suivantes : $\frac{\Delta_g}{R} = 0 - 5\%$ pour le gap, $\frac{\Delta_o}{R} = 0 - 10\%$ pour l'ovalisation et $\frac{\Delta_{wi}}{R} = 0 - 10\%$ pour l'imperfection locale ou ondulation.

Le facteur de réduction (η_{GL}) (1-76) de la pression externe critique est exprimé en fonction de η_g , η_{wi} et η_o , définis dans l'équation (1-76). Les coefficients c_1 à c_6 , sont déterminés à l'aide du Tableau 4.

$$\eta_{GL} = \frac{3}{c_4 \cdot (\eta_g)^{c_1} + c_5 \cdot (\eta_o)^{c_2} + c_6 \cdot (\eta_{wi})^{c_3}} \quad (1-77)$$

	Coefficient											
	c_1		c_2		c_3		c_4		c_5		c_6	
	Value	S.E	Value	S.E	Value	S.E	Value	S.E	Value	S.E	Value	S.E
Individual imperfection test included	-0.411	0.077	0.487	0.114	-0.917	0.065	8.912	1.925	-9.355	1.918	3.391	0.344
Individual imperfection test not included	0.532	0.216	-2.365	0.300	-0.458	0.111	-8.725	2.840	1.253	0.287	9.752	2.880

Tableau 4. Coefficients à prendre en compte dans l'équation (1-77) [83]

$$P_{cr} = \frac{3}{-8.912 \cdot (\eta_g)^{-0.411} - 9.355 \cdot (\eta_o)^{-0.487} + 3.391 \cdot (\eta_{wi})^{-0.917}} \cdot E \cdot \left(\frac{t}{D}\right)^{2.2} \quad (1-78)$$

L'expression de P_{cr} donnée par l'équation (1-78), conduit à une erreur moyenne de 6,4% et une variance moyenne de 0,002 par rapport aux résultats de simulations MEF. Cette expression peut donc être considérée comme très fiable pour la description de l'effet de l'interaction des imperfections précitées, sur la charge critique d'un tube confiné soumis à pression externe.

Une étude plus rigoureuse de flambage et le comportement post-flambage de cylindres confinés sous la pression externe, a été menée par Kyriakides et Youn [85] en utilisant une formulation semi-

analytique, basée sur la théorie des anneaux non linéaire. Une bague a été supposé in-extensionnels, et le comportement élasto-plastique a été modélisée par un matériau bilinéaire. Les résultats de Kyriakides et Youn [85] ont été utilisés pour étudier la propagation d'une onde de flambage dans des tuyaux métalliques longs confinés [86] - Figure 53.

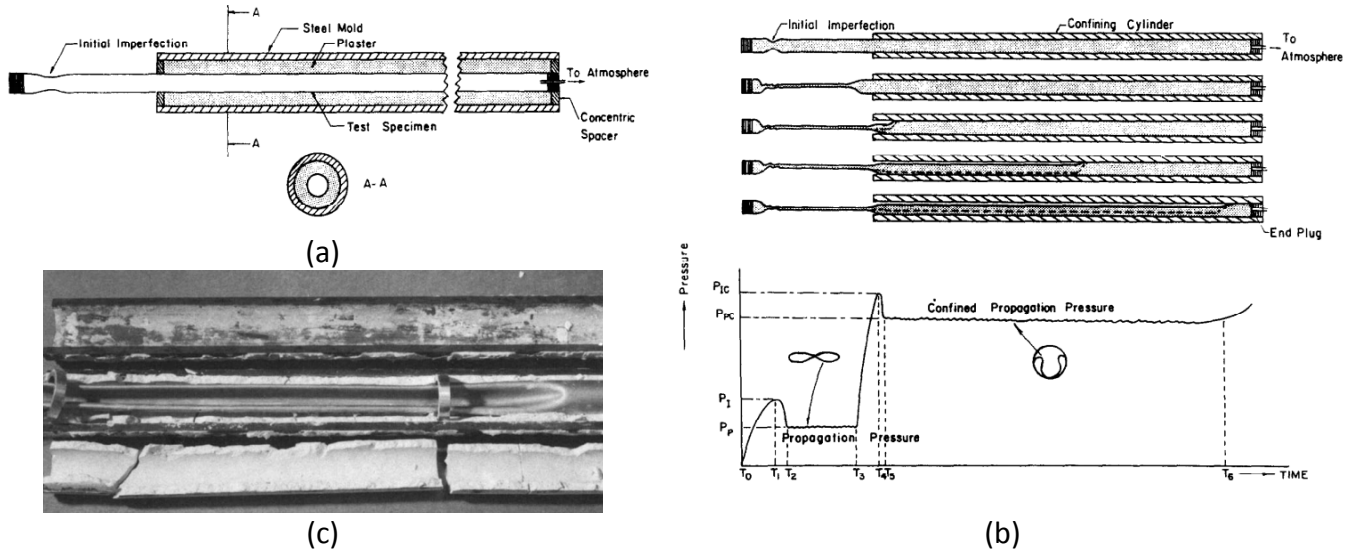


Figure 53 : (a) Spécimen testé et confinement, (b) Représentation schématique d'un essai quasi-statique, (c) Déformée du spécimen après testé [86]

1.4.2.2 Pression critique du tube élasto-plastique

Comparativement aux nombreuses publications disponibles sur le flambage élastique, il existe relativement peu de publications sur le flambage élasto-plastique de tubes confinés. Montel [76] (2001) a utilisé la solution de Timoshenko [42] (1961) proposée pour les tubes minces [87] et les résultats expérimentaux présentés dans [88], pour développer une formule semi-empirique de la pression critique externe d'une coque élasto-plastique. L'expression semi-empirique qu'il a proposée nécessite le domaine de validité défini ci-après :

$$60 \leq \frac{D}{t} \leq 340, 250 \text{ MPa} \leq \sigma_y \leq 500 \text{ MPa}, 0.1 \leq \frac{\delta_0}{t} \leq 0.5, \frac{g}{t} \leq 0.25, \frac{g}{R} \leq 0.0025.$$

L'équation est donnée en (1-79), la charge critique est une fonction décroissante de l'écart g (Figure 50), du défaut initial δ_0 (Figure 54), et du ratio D/t , et est une fonction croissante de la contrainte d'écoulement σ_y .

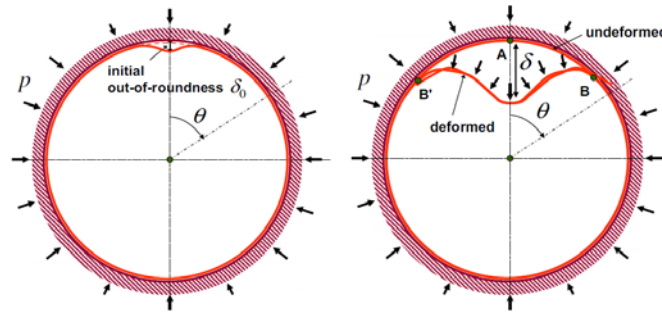


Figure 54 : Coque confinée sous pression externe uniforme : configuration de charge et de contact avec prise en compte d'une imperfection initiale [32]

$$P_M = \frac{14.1\sigma_y}{\left(\frac{D}{t}\right)^{1.5} \left[1 + \frac{1.2(\delta_0 + 2g)}{t}\right]} \quad (1-79)$$

Selon la théorie de coque mince, en considérant la contrainte de Von Mises, la pression induisant la plastification peut être calculée par l'expression suivant :

$$P_y = 2 \frac{\sigma_y}{\sqrt{1 - \nu + \nu^2}} \left(\frac{t}{D}\right); P_y = 1.13 \left(\frac{t}{D}\right) \text{ si } \nu = 0.3 \quad (1-80)$$

Combinaison de l'équation (1-79) et (1-80) en supposant $\nu = 0.3$; $\delta_0 = g = 0$:

$$\frac{P_M}{P_y} = 6.24 \left(\frac{D}{t}\right)^{-0.5} \quad (1-81)$$

Les phénomènes de flambement des structures minces sont souvent précédés par l'apparition de déformations plastiques. Dans ce genre de situation on est en présence de deux états limites pouvant entraîner la ruine de la structure, séparément ou en interaction : d'une part, par épuisement plastique du matériau, lieu d'importantes déformations, et d'autre part, par instabilité entraînant la structure dans de grands déplacements. Le terme « flambage plastique » désigne donc l'étude de l'interaction entre ces deux phénomènes, plastification et instabilité géométrique.

Comparé au flambage élastique, le flambage plastique est un problème plus complexe et moins maîtrisé car la présence des déformations plastiques conduit à des non linéarités augmentant la difficulté de résolution.

Dans cette partie, nous traitons du cas du flambage plastique pour des tubes confinés. Vasilakis [32] a étudié numériquement le comportement du tube parfait ($g = \delta_0 = 0$) pour quatre cas de loi de comportement du matériau : le cas d'un comportement purement élastique et trois cas de matériaux plastiques avec trois valeurs de limite d'élasticité (235, 313, 566 MPa). L'expression de la valeur P_y de

la pression critique plastique est donnée via le paramètre λ . Ceci permet de montrer la variation de la valeur P_{max} (1-80).

$$\lambda = \sqrt{\frac{P_y}{P_{GL}}} = \sqrt{\frac{2.26\sigma_y(1-\nu^2)}{E}} \left(\frac{D}{t}\right)^{0.6} \quad (1-82)$$

Ici, P_{GL} est la pression critique en élastique, définie par la formule de Glock (équation (1-69) et P_y est la pression d'entrée en plasticité, définie par l'équation ((1-80). La Figure 55 nous permet de conclure que si $\lambda \geq 2.5$, le flambage se produit dans le domaine élastique ($P_{max} = P_{GL}$). Par conséquent, en combinant les équations ((1-69) et ((1-80), on peut écrire comme dans (1-83).

$$P_{max} = \frac{P_y}{\lambda^2} \quad \text{pour } \lambda \geq 2.5 \quad (1-83)$$

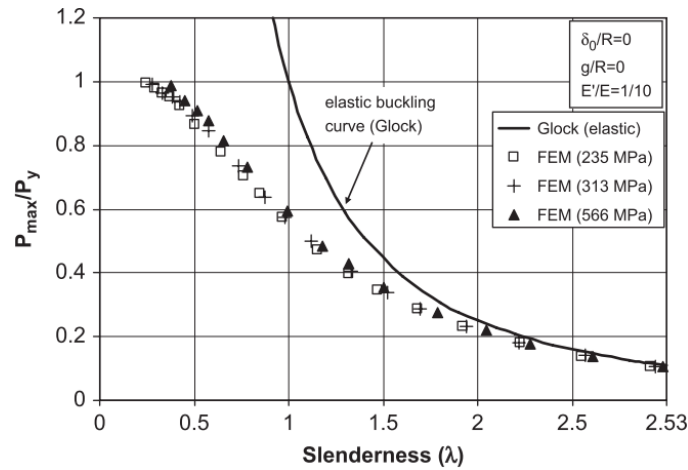
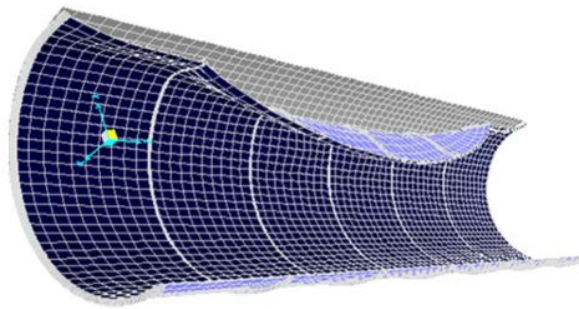


Figure 55 : Variation de la valeur P_{max} en fonction de λ dans l'équation (1-82)

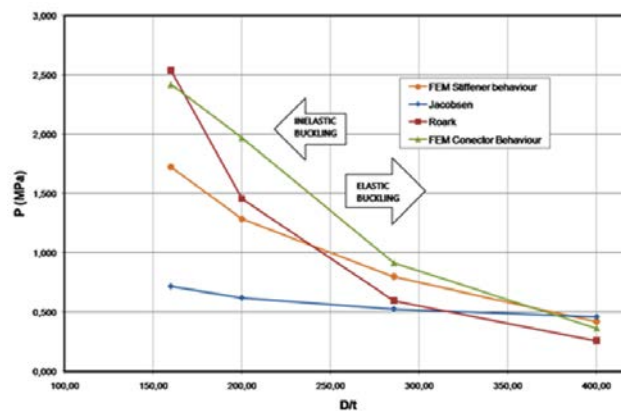
Pour $\lambda \leq 2.5$, le flambage se produit dans le domaine non-élastique, dans ce cas, la valeur de pression maximale s'écarte de la solution élastique. Quand la valeur λ est très faible, elle s'approche de la pression plastique P_y . Cette approche est compatible avec la méthodologie décrite dans les normes de l'European Design Recommendations [89].

Valdeolivas [90] a étudié à l'aide de simulations numériques 3D, le phénomène de flambage de liner de tunnels sous la pression latérale, la déformée du tube est illustrée Figure 56. Il a considéré le rapport D/t pour différencier le flambage élastique du flambage plastique (Figure 57 et Figure 58).



Buckling deformation of stiffened liner (single lobe)

Figure 56 : Déformée de type single lobe du tube (modèle 3D) [90]



Comparison of FEM results (either connector or stiffener behavior) with the Jacobsen and the Roark formulations (Stiffened-encased steel liner with $L/D = 0.63$, $g/D = 0.00015$)

Figure 57 : Résultats numériques de Valdeolivas et solutions analytiques de Jacobsen et de Roark [90]

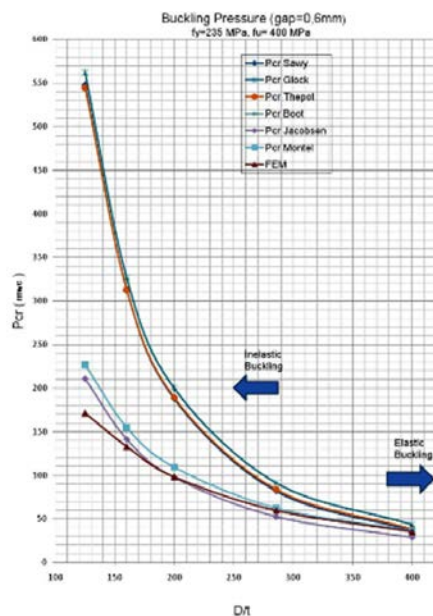


Figure 58 : Résultats numériques de Valdeolivas et solutions analytiques de Jacobsen, Boot, Glock, Sawy, Montel et Thépôt [90]

1.4.3 Effet de la nature du « contact »

1.4.3.1 Introduction

1.4.3.2 Effet de la rigidité du matériau de l'interface

Les effets de la déformation du corps amenant le confinement sur le comportement au flambage du tube élastique confiné, ont été étudiés par Bottega [91]. Ce dernier, a examiné analytiquement le comportement des deux structures, le tube confiné et le corps externe supposé déformable, en intégrant le problème de contact à l'interface. Li et Kyriakides [92] [93] ont étudié le problème de deux tubes concentriques, supposés élastiques, et soumis à la pression externe [94]. Ces études indiquent que le comportement du corps élastique externe a un effet significatif sur le comportement du tube, sur sa capacité de déformation et sur sa charge critique. Vasilikis [32] [33] a mené une campagne de modélisations numériques à l'aide de la MEF, pour déterminer la charge critique d'un tube élastique confiné par un corps déformable (de module d'Young E') (étude de Jeyapalan [35]). Ses résultats indiquent que la pression critique est une fonction décroissante de la rigidité du corps externe. Cette variation de la pression critique pour quatre valeurs différentes de la rigidité du corps externe (E') est représentée Figure 59. Il serait intéressant de confirmer cette tendance en augmentant le nombre de cas de calculs, afin d'avoir une description plus fine du comportement (chute de la charge critique) et ceci pour différents rapports géométriques et pour différents matériaux.

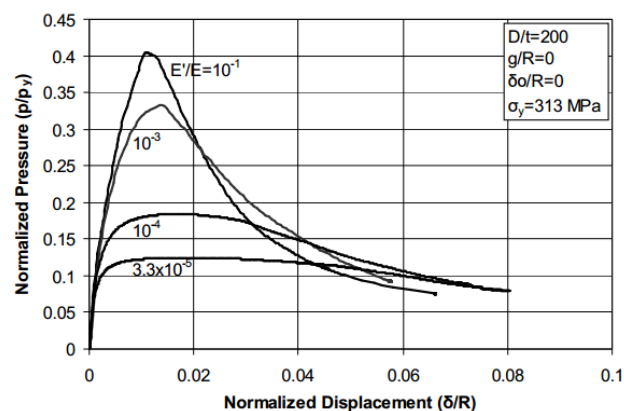


Figure 59 : Tube confiné sous pression externe : Effet de la rigidité du corps externe [33]

La Figure 60 montre la sensibilité à la rigidité du corps externe, paramètre qui influence fortement la pression critique. Ceci pour les petites tailles du défaut initial (δ_0/R), cette influence diminue lorsqu'on augmente la taille du défaut initial. Pour les petits ratios E'/E , la pression critique est moins sensible à la taille du défaut initial (δ_0/R).

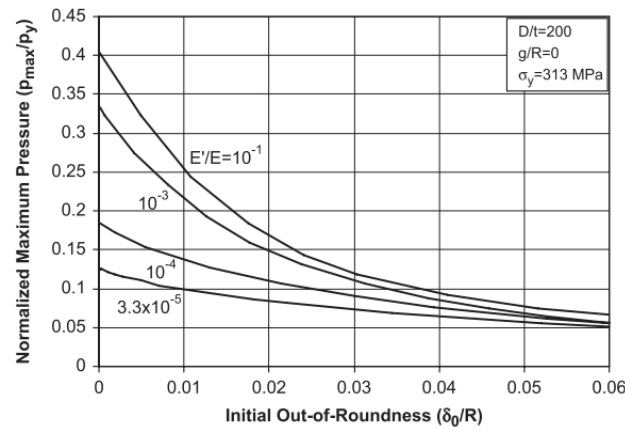


Figure 60 : Effet de la rigidité du corps externe sur la pression critique d'un tube confiné [32]

Vasilikis [33] a considéré l'influence de la rigidité du corps externe via le ratio f de la pression critique du tube confiné par un corps externe (E') (P_{max}) sur la pression critique du tube confiné par un corps externe infiniment rigide ($P_{max,\infty} = P_{GL}$) :

$$f = \frac{P_{max}}{P_{max,\infty}} \quad (1-84)$$

La valeur f est déterminée sur la base des résultats numériques :

$$f(x) = \begin{cases} -0.05x^2 + 0.1x + 0.95 & \text{si } 1 \leq x \leq 5 \\ 1 & \text{si } x \leq 1 \end{cases} \quad (1-85)$$

Où :

$$x = -\log\left(\frac{E'}{E}\right) \quad (1-86)$$

La comparaison entre les prévisions analytiques et les résultats numériques est illustré Figure 61, ce qui prouve la validité de l'équation (1-85). Cette équation peut donc être utilisée pour une description des effets de la rigidité du corps externe.

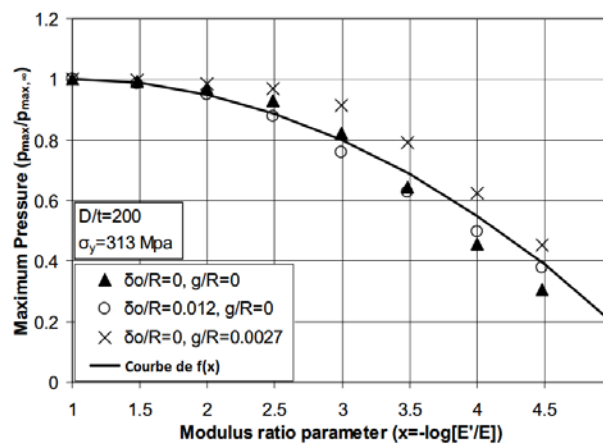


Figure 61 : Courbe $f(x)$ à partir des résultats numériques $f(x)$ (1-86) [33]

Vasilikis [33] a également indiqué que la rigidité du confinement influence fortement la valeur de pression critique pour différentes propriétés du matériau acier (effet de la limite d'élasticité du tube) (Figure 62). Le confinement rigide est considéré (Figure 62a), la pression critique est fonction croissante de la limite d'élasticité du tube. D'autre part, dans le cas d'un milieu de confinement peu raide, la pression critique semble être peu sensible à la valeur de la contrainte d'écoulement du tube. Dans ces cas, la valeur de la pression critique est assez faible, en raison de la rigidité faible du confinement. Dans les trois cas de la Figure 62b, le flambement se produit dans le domaine élastique.

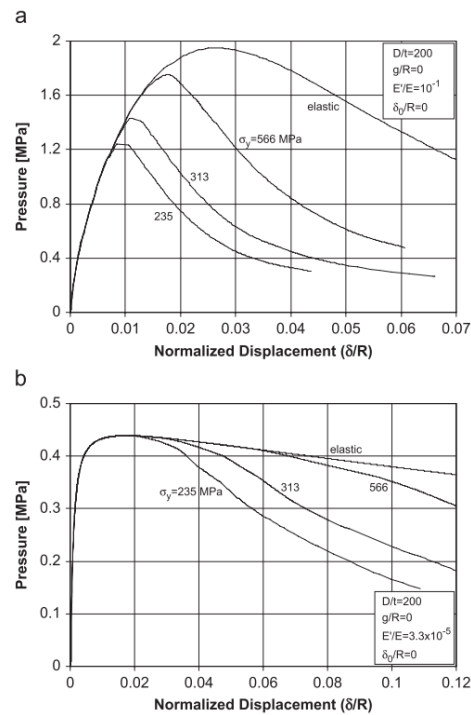


Figure 62 : Tubes cylindriques confiné : Courbes de réponse sous pression externe en fonction de la limite d'élasticité et de la rigidité du confinement [32]

1.4.3.3 Effet du frottement du contact

Vasilikis [32] a également considéré le frottement à l'interface, ou frottement du contact. La rigidité du contact entre le tube confiné et le corps externe ($E'/E = 3.3 \times 10^{-5}$) est présenté Figure 63. Le frottement est considéré par l'intermédiaire du coefficient de frottement μ où $\mu = \tan \varphi$ et φ est l'angle de frottement de l'interface. Trois valeurs caractérisant le frottement, $\mu = 0, 0.176, 0.287$ ont été étudiées. Les résultats numériques montrent que dans le cas d'un confinement de faible rigidité, la prise en compte de la friction influence légèrement les résultats, elle conduit à une augmentation de la pression critique. Dans le cas d'un confinement rigide, cet effet est négligeable.

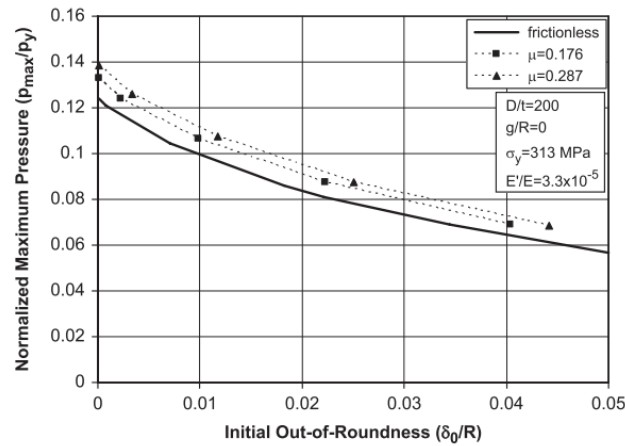


Figure 63 : Effet du frottement du contact sur la pression critique d'un tube confiné [32]

1.4.4 Effet des imperfections géométriques initiales

Les travaux de Madryas et Szot [83] ont permis d'étudier l'impact des défauts géométriques sur le flambage sous pression externe de tubes confinés. Les défauts sont ceux communément étudiés pour les tubes confinés, tels que le gap au contact, l'ovalisation initiale, ou un défaut local de type ondulation ou « cloque vers l'intérieur ». Dans une première étape, chaque type de défaut est étudié de façon isolée, puis l'interaction de défauts est considérée. Sur la base d'un large éventail de calculs MEF et d'une interprétation statistique, une formule décrivant l'influence pondérée des défauts individuels est proposée.

Les cas étudiés traitent du flambage de tubes métalliques confinés sous pression externe avec différentes tailles et différentes formes de défaut initial, incluant un gap initial de contact et/ou un défaut du tube (Figure 64, Figure 65).

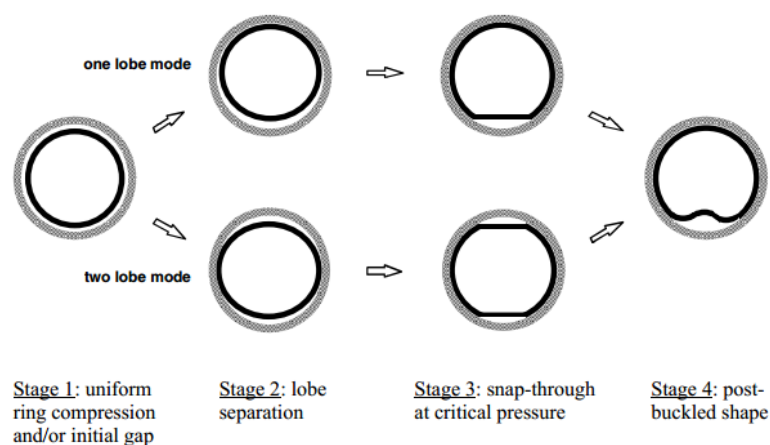


Figure 64 : Etapes pour l'étude au flambage d'une coque confinée sous pression externe [84]

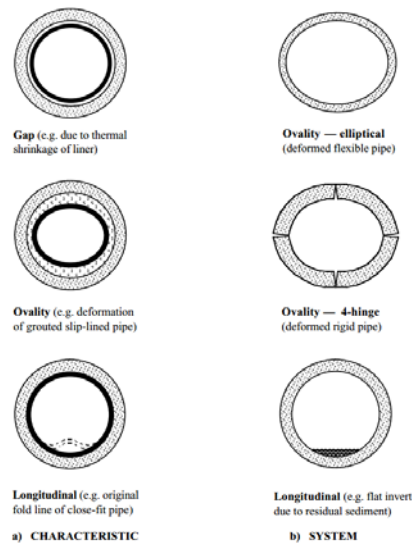


Figure 65 : Classification et combinaison de défauts [84]

1.4.4.1 Effet d'un écart ou gap de contact

Un écart sur la circonférence, entre la surface extérieure du tube et la surface intérieure du corps externe (Figure 66), est exprimé comme un pourcentage du taux $\Delta g/R$. Il se produit principalement en raison de l'auto-étirement après la procédure d'installation du tube dans le corps hôte. Le résultat de cet auto-étirement, dans un intervalle pouvant aller jusqu'à 1% du diamètre moyen du tube, dépend du type de matériau et de la technologie utilisée pour la création de ligne, tandis que les écarts de diamètre peuvent se traduire par un écart encore plus grand. Dans l'ensemble, l'écart peut atteindre 5% du diamètre et l'écart minimum recommandé est d'environ 0,5% du diamètre. La Figure 67 présente l'évolution du facteur de réduction de la pression critique de flambement du fait d'un défaut de type gap.

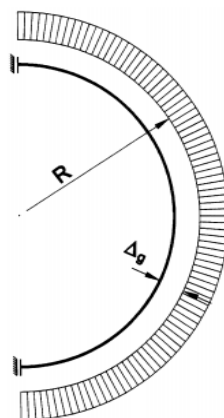


Figure 66 : Description de l'écart dans l'analyse MEF [83]

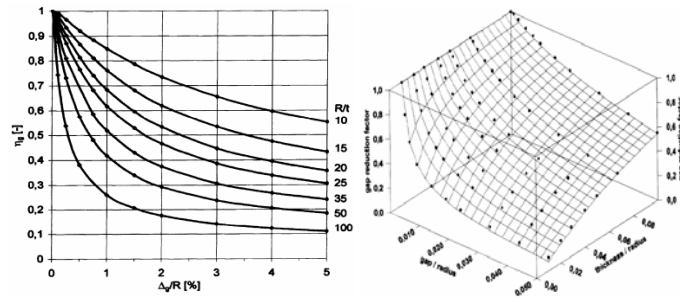


Figure 67 : Fonction approchée du facteur de réduction pour un défaut de type « gap »

1.4.4.2 Effet d'une ovalisation initiale

L'ovalisation du tube est souvent générée lors de sa fabrication (contraintes internes ou résiduelles), parfois elle est induite par le milieu support (corps hôte) en raison du retrait ou de l'apparition de fissures causées par la surcharge ou la corrosion du milieu.

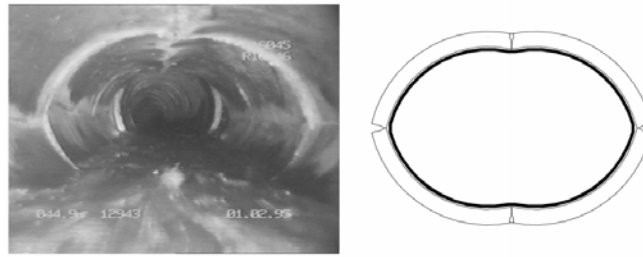


Figure 68 : Forme « ovale » d'un pipeline en contact avec un corps fissuré [83]

En réalité, la rigidité globale de la structure s'assouplit du fait des fissures et on a une redistribution des charges (un peu plus de charge verticale). Pour le tube confiné, ces fissures jouent le rôle de charnière (Figure 68). L'amplitude de l'ovalisation peut être décrite par le rapport entre le rayon du tube incluant l'imperfection et le rayon du tube parfait. Elle peut être exprimée par un pourcentage du rapport $\frac{\Delta_o}{R}$ (Figure 69).

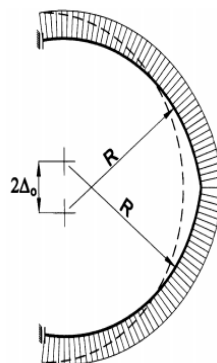


Figure 69 : Description de l'ovalisation dans l'analyse MEF [83]

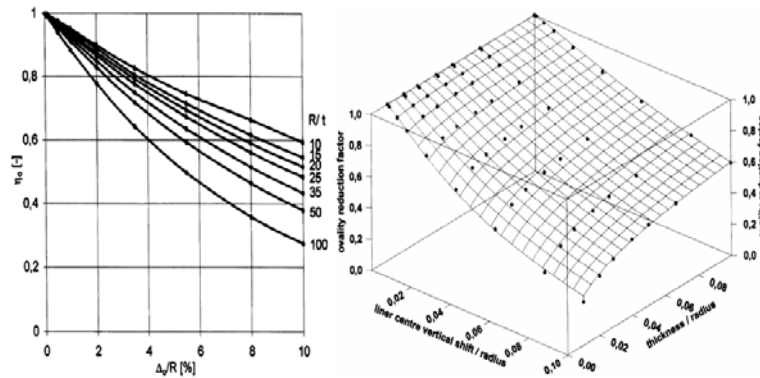


Figure 70 : Fonction approchée du facteur de réduction pour une ovalisation

1.4.4.3 Imperfection localisée ou ondulation locale ou « cloque »

L'imperfection simple provient du phénomène d'instabilité du corps rigide externe. L'observation des échantillons de revêtements installés dans la pratique, montre qu'il existe de nombreuses irrégularités de tailles différentes, dont l'apparition dépend de plusieurs facteurs. Les imperfections locales peuvent être causées par, la présence de sédiments au fond du tube hôte, le procédé de formage du tube, les opérations de réparations du tube, ou des irrégularités locales du corps externe. Dans de nombreux cas (par exemple l'excentricité du tube, ou la dégradation locale du corps externe), l'influence de l'imperfection locale est réduite par la distribution tridimensionnelle des forces internes. Mais pour les sections en vis-à-vis de défauts, l'accélération du flambage, provoquée par l'imperfection locale, doit être prise en considération. On compte deux approches différentes pour la modélisation de l'imperfection locale ondulée, celle de El-Sawy et Moore [95] développée en 1997, et celle de Falter [96] développée la même année. Madryas et Szot [83] ont utilisé la formule de Glock en 1977 pour décrire l'imperfection ondulée initiale (l'équation (1-75), et l'imperfection locale est exprimée par un rapport de $\frac{\Delta w_i}{R}$ (Figure 52).

$$w = w(\Delta w_i, \phi) = \Delta w_i \cos^2\left(\frac{\pi\phi}{2\phi_0}\right) \quad (1-87)$$

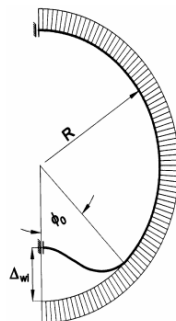


Figure 71 : Description de l'imperfection ondulée dans l'analyse MEF [83]

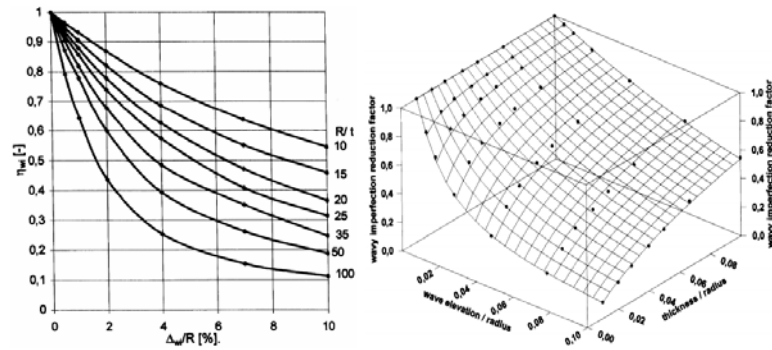


Figure 72 : Fonction approchée du facteur de réduction lié à une imperfection ondulée [83]

Les trois facteurs de réduction (η_k) (1-76) de la pression externe critique sont exprimés en termes de $\frac{\Delta_k}{R}$ et $\frac{t}{R}$ (Figure 67, Figure 70 et Figure 72), où k se réfère à l'imperfection.

$$\eta_k = \frac{1}{1 + a \left(\frac{\Delta_k}{R} \right)^b \left(\frac{t}{R} \right)^c} \quad (1-88)$$

Type of imperfection	Coefficient					
	a		b		c	
	Value	S.E	Value	S.E	Value	S.E
Gap	0.84176	0.04373	0.89415	0.01072	-1.16189	0.01568
Ovality	3.53973	0.18097	1.23142	0.01450	-0.50951	0.01124
Wavy imperfection	1.24500	0.04132	1.12283	0.00840	-0.96456	0.01004

Tableau 5 : Coefficients pour les différents types d'imperfection dans l'équation (1-76) [83]

Comme les courbes l'attestent, Madryas et Szot [83] ont proposé des expressions approximatives de l'effet du défaut local qui sont en assez bonne adéquation avec les résultats de la MEF (Tableau 3).

Khaled [97] a étudié la stabilité sous pression externe d'un tube confiné avec les défauts locaux. Il a monté l'influence de l'imperfection (Δ/R ; a/b ; a/R ; θ) sur la pression critique du tube, Figure 74, Figure 75, Figure 76.

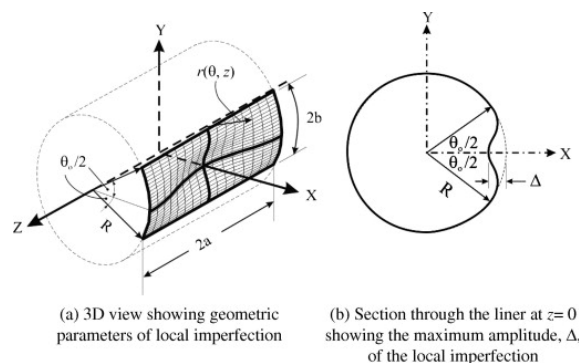


Figure 73 : Paramètres géométriques de l'imperfection de l'ondulation local [97]

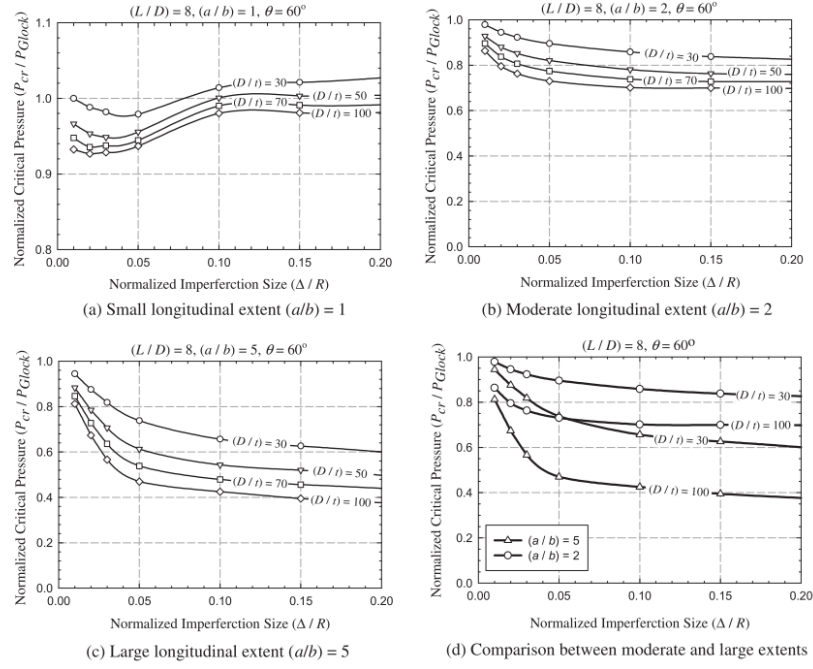


Figure 74. Effet de l'imperfection normalisée (Δ/R) et (a/b) sur la pression critique, Khaled [97]

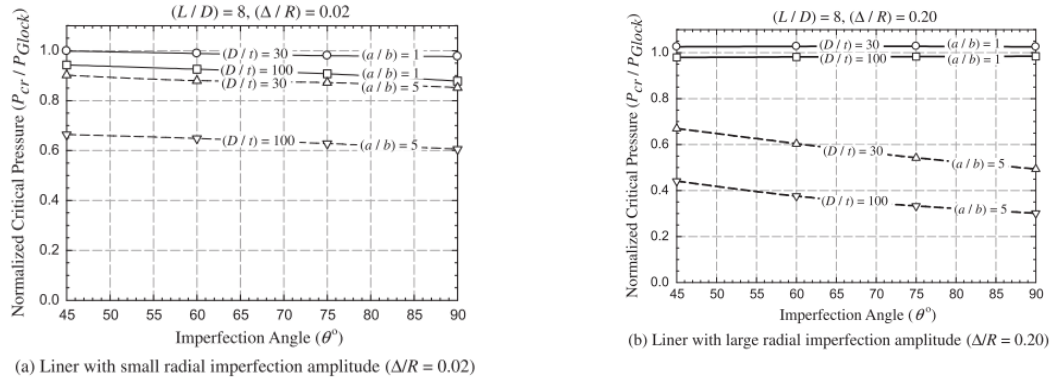


Figure 75. Effet de l'angle ϑ sur la pression critique, Khaled [97]

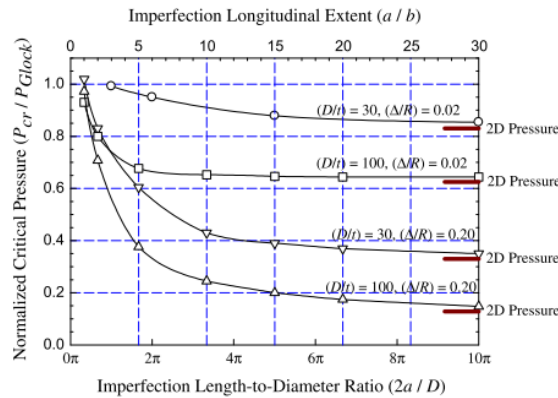


Figure 76. Effet de l'imperfection normalisée (a/R) sur la pression critique, Khaled [97]

1.4.4.4 Combinaison de défauts : gap, imperfection ondulée et ovalisation

Les descriptions mentionnées ci-dessus s'appliquent au modèle combinant les irrégularités ou imperfections décrites à la Figure 66. Une telle forme de tube est d'ailleurs conforme à celle observée dans des cas pratiques. Il existe deux formes de flambage du tube confiné, à savoir un ou deux lobes. Boot [81] en 1998 et Gumbel [84] en 2001, ont étudié le flambage en deux lobes. Mais Madryas et Szot [83] ont indiqué que la condition réelle d'application de la pression (la pression externe est non uniforme) laisse entendre l'apparition d'un flambage mono-lobe. De plus, l'analyse de l'équilibre à partir d'une formulation énergétique, indique que le mode mono-lobe conduit à une pression critique inférieure que le mode bi-lobes ou multi-lobes. Il y a certains cas où le corps externe montre deux lobes comme l'ovalisation ($\frac{\Delta_o}{R} > 7\%$) sous pression externe uniforme. Cependant, comme cela a été constaté dans la plupart des essais menés, le cas d'un lobe de flambage est majoritaire. Donc, la forme d'un flambage mono-lobe semble justifiée et a été utilisée pour l'analyse analytique ou numérique.

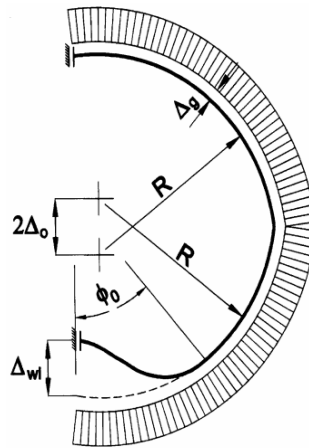


Figure 77 : Description de combinaison de l'imperfection dans l'analyse de MEF [83]

Cezary [83] a étudié 126 cas d'imperfections combinées via la MEF, en confinant les amplitudes d'imperfections dans les plages : $\frac{\Delta_g}{R} = 0 - 5\%$ pour le gap, $\frac{\Delta_o}{R} = 0 - 10\%$ pour l'ovalisation et $\frac{\Delta_{wi}}{R} = 0 - 10\%$ pour l'imperfection locale ou ondulation.

Le facteur de réduction (η_{GL}) (1-76) de la pression externe critique est exprimé en fonction de η_g , η_{wi} et η_o définis dans l'équation (1-76). Les coefficients c_1 à c_6 , sont déterminés à l'aide du Tableau 4.

$$\eta_{GL} = \frac{3}{c_4 \cdot (\eta_g)^{c_1} + c_5 \cdot (\eta_o)^{c_2} + c_6 \cdot (\eta_{wi})^{c_3}} \quad (1-89)$$

	Coefficient											
	c_1		c_2		c_3		c_4		c_5		c_6	
	Value	S.E	Value	S.E	Value	S.E	Value	S.E	Value	S.E	Value	S.E
Individual imperfection test included	-0.411	0.077	0.487	0.114	-0.917	0.065	8.912	1.925	-9.355	1.918	3.391	0.344
Individual imperfection test not included	0.532	0.216	-2.365	0.300	-0.458	0.111	-8.725	2.840	1.253	0.287	9.752	2.880

Tableau 6 : Coefficients pour inclusion dans l'équation (1-77) [83]

$$P_{cr} = \frac{3}{-8.912.(\eta_g)^{-0.411} - 9.355.(\eta_0)^{-0.487} + 3.391.(\eta_{wi})^{-0.917}} \cdot E \cdot \left(\frac{t}{D}\right)^{2.2} \quad (1-90)$$

L'expression de P_{cr} donnée par l'équation (1-78), conduit à une erreur moyenne de 6,4% et une variance moyenne de 0,002 par rapport aux résultats de simulations MEF. Cette expression peut donc être considérée comme très fiable pour la description des effets des imperfections combinées sur la charge critique d'un tube confiné soumis à pression externe.

1.4.5 Effet du ratio R/t

Vasilakis [32] a considéré deux tubes (élastique et élasto-plastique) avec confinement externe élastique (rigidité E' donnée), soumis à la pression externe, et intégrant le problème de contact de l'interface. Ces études nous indiquent que l'influence du ratio R/t est très sensible sur le comportement du tube et sur sa charge critique. La pression critique est une fonction décroissante du ratio R/t , cette chute de charge critique est représentée à la Figure 78.

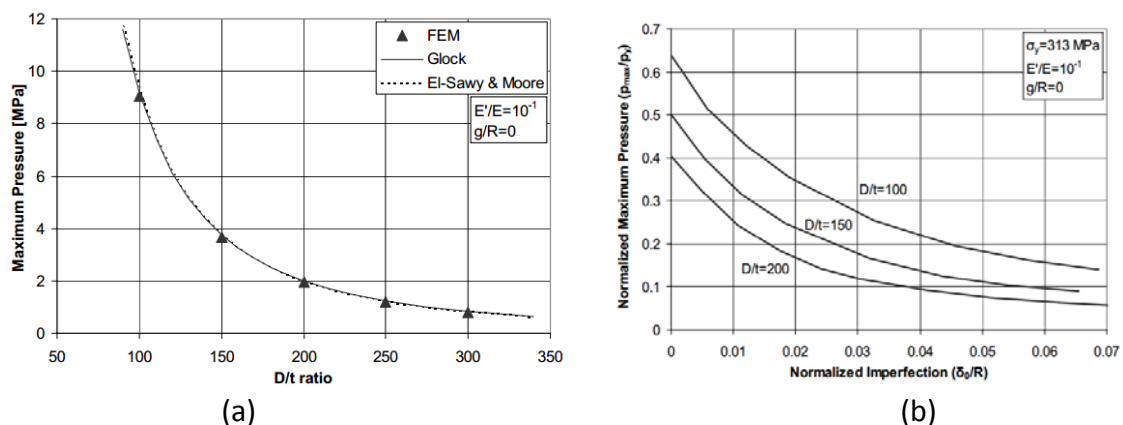


Figure 78 : Travaux de Vasilakis [32], a) Influence du ratio R/t sur la charge critique du tube élastique, b) Charges critiques en fonction d'une imperfection pour différents rapports D/t du tube élasto-plastique

1.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons tout d'abord rappelé les concepts clé associés au phénomène de flambage ainsi que sa modélisation via l'approche numérique, plus précisément la MEF. Nous avons mis l'accent essentiellement sur les méthodes particulières au flambage, tel que le suivi de « branche d'équilibre » en post-flambage, avec la méthode Riks modifiée et celle de l'amortissement, qui sont les plus utilisées dans les codes de calcul commerciaux. La technique d'amortissement semble mieux modéliser le flambage local que la méthode de Riks modifiée. Le choix des éléments est aussi très important pour la modélisation du flambage, ce choix dépend aussi de la nécessité de modéliser d'autres phénomènes (contact, déformation plane, contrainte plane, grande déformation en postcritique lointain). Nous avons ensuite dressé un état de l'art pour ce qui est du flambage des tubes non confinés, soumis à la pression externe uniforme, dans le cas du flambage élastique ou plastique. Puis nous nous sommes penchés sur les travaux de la littérature concernant le flambage de tubes confinés et la configuration du contact.

Bien que les études soient nettement moins exhaustives, du fait que cette problématique a été très récemment investie, un certain nombre de paramètres ont cependant été étudiés. Ainsi l'effet du contact induit par le corps externe, l'influence d'un défaut initial, l'influence du frottement de contact, la rigidité du milieu externe, ainsi que l'effet du seuil de plasticité du matériau constitutif du tube sont abordés. Cependant, comparativement aux études disponibles sur le flambage sous pression externe de coques non confinées, les résultats semblent très limités et éparses. Ils mériteraient donc d'être investis en profondeur en couplant modélisations numériques et expérimentations. Soulignons que pour cette dernière, il existe très peu d'essais, c'est un manque que l'on vise à combler en proposant une plus large étude expérimentale où l'on se confronterait à diverses géométries, divers cas de charges, divers matériaux confinant, afin de disposer de très nombreux résultats et de vérifier la robustesse des constats et analyses qui en découlent. Cette large panoplie d'essais nous permettrait aussi leur modélisation, ce qui indubitablement en cas d'une bonne corrélation essais/calculs nous permettrait d'utiliser la simulation avec plus de confiance.

Précisons enfin qu'à ce stade de bilan, aucune étude traitant du flambement sous contact dans le cas d'un chargement appliqué directement par le corps externe, n'a été trouvée ni au niveau expérimental, ni au niveau numérique.

L'état de l'art nous permet de mettre en exergue les nombreux paramètres qu'il faudra peser, de souligner les résultats acquis et qui en partie peuvent nous servir pour conforter la modélisation numérique que nous allons développer, ainsi que les manques. En particulier, nous concluons que nous disposons de très peu de résultats expérimentaux relatifs à l'étude de l'effet de la rigidité du milieu confinant.

In fine la modélisation nous permettra, une fois les résultats d'essais corroborés de façon robuste, d'expliquer l'ensemble des constats expérimentaux les nôtres et au-delà.

Chapitre 2. Expérimentation

2.1 Introduction

Ce chapitre est dédié à l'étude expérimentale. Afin de maîtriser la problématique que l'on veut ici étudier. Il nous paraît important avant d'engager une campagne d'essais parfaitement représentative du flambage sous contact induit par la convergence de la roche ou du sol, de peser les effets de différentes configurations de chargement sous pression externe d'une coque cylindrique mince, avec par exemple le cas d'un confinement, de rigidité plus ou moins importante, assurant uniquement une condition de contact unilatéral. Nous proposons donc dans ce rapport des essais qui vont nous permettre de qualifier la nature du flambage et de quantifier la pression critique en fonction des conditions de contact. Par conditions de contact, on entend, la rigidité du milieu extérieur assurant le confinement de la surface latérale de la coque susceptible de flamber, mais aussi la faculté de ce milieu de suivre la coque dans son flambage ou pas. La réelle distribution de chargement est une question délicate, sachant qu'in situ (tube servant de chemisage), c'est la « convergence » du matériau de la roche qui induit une déformation du tube. Cependant nous n'avons aucune garanti, qu'une pression externe appliquée sur la paroi du tube soit équivalente au chargement réel in situ qui consiste en une expansion de matériau de façon radiale et vers l'intérieure de la coque.

Dans une première partie nous présentons le test de flambage dans le cas d'une coque cylindrique en fer blanc sous pression externe générée par un milieu confinant qui s'expand radialement, ce qui est assez proche du cas d'un chargement de type « convergence » du milieu de confinement, nous avons opté pour la « glace ». Puis nous présentons l'étude du flambement avec une condition de contact surfacique localisée ou sur toute la surface externe de la coque, on parlera alors de contact généralisé ou total au sens où la coque est totalement confinée. Pour le corps ou milieu garantissant le confinement, nous avons opté pour le polystyrène. Enfin, nous considérons le flambage d'un tube mince en acier standard laminé à froid DC01 sous contact dans le cas d'une pression appliquée directement par un matériau de confinement externe (sable fin). Une enveloppe gonflable nous permet d'appliquer sur le sable de confinement un chargement de type pression externe qui induit une « convergence » radiale du matériau de confinement. L'ensemble, coussin gonflable plus sable fin plus coque dont nous voulons étudier l'instabilité, est positionné dans un tube épais en acier qui sert d'enceinte extérieure et qui est considéré infiniment rigide.

Pour chaque test, nous présentons les détails concernant les éprouvettes, leur préparation en vue des essais (insert, avec jauge), ainsi que l'identification des caractéristiques mécaniques du matériau. Puis, le dispositif d'essai avec le système de mise en charge et les conditions aux limites, le système d'acquisition et de traitement des mesures (capteur pression eau, jauges) sont décrits. Nous détaillons aussi la procédure d'essai ainsi que les résultats essentiels qui en sont issus comme la courbe pression-déformation caractérisant le procédé de la déformée du tube. Plusieurs essais sont menés afin de garantir la reproductibilité des résultats, puis in fine des études paramétriques nous permettent de peser l'effet de la rigidité du confinement quant à la réponse du tube.

L'étude devra permettre de quantifier la pression de flambement ou pression critique, de qualifier le type de mode, sa reproductibilité, la nature du flambement progressif ou dynamique, et afin d'évaluer l'effet de l'épaisseur et de la rigidité du confinement et l'effet de la configuration du contact frottant ou pas, total ou partiel.

2.2 Tests phénoménologiques : Coque avec confinement par matériau « glace »

Cette partie est dédiée à une approche qualitative qui vise simplement à mettre en exergue la phénoménologie du flambage sous contact, quand le contact est surfacique et confine toute la surface extérieure ou extradors de la coque. Plus précisément, il s'agit de vérifier que le flambage peut apparaître dans le cas d'une coque confinée extérieurement, lorsqu'elle subit une pression externe générée par l'expansion du milieu la confinant. Ce cas représente qualitativement ce que subirait un tube de chemisage d'un tunnel, qui subirait la convergence du sol (mouvement du sol vers l'intérieur de l'ouverture pratiqué en son sein). On vise donc ici essentiellement à démontrer la possibilité d'un flambement sous une sollicitation de type solide/solide et le cas échéant à caractériser la pression critique comparativement au cas où la coque ne subirait qu'une pression latérale externe indépendamment de tout confinement. L'étude devra permettre de qualifier le flambement, plus précisément le type de mode, sa reproductibilité, mais aussi la nature du mode de flambement, statique ou dynamique.

Pour cette étude dite qualitative, nous avons opté pour des coques minces en fer blanc qui correspondent à des boîtes de conserve, ceci permet de disposer de suffisamment de spécimens pour permettre une étude conséquente en termes d'essais. Il est en effet nécessaire de garantir la robustesse des résultats et donc une bonne reproductibilité. Pour le corps ou milieu garantissant le confinement, nous avons opté pour le matériau glace. L'expansion de celle-ci nous permet en effet de garantir un chargement de type « convergence » du milieu externe (la glace). On détaille ici les différentes données relatives à ce type d'essais ainsi que les résultats qualitatifs et quantitatifs.

2.2.1 Préparation des éprouvettes

Les spécimens d'essais sont des coques cylindriques en fer blanc électrolytique (boîtes de conserves fabriquées par SOLAC). Aux deux extrémités de la coque, nous positionnons des mors en acier doux (Figure 79) afin d'assurer des conditions aux limites maîtrisées et reproductibles. En l'occurrence ici, il s'agit d'un encastrement. Certains essais ont été menés avec une condition aux limites proche de l'appui simple. Pour assurer la liaison entre la coque et le mors assurant la condition aux limites, nous mettons en place du métal à bas point de fusion.

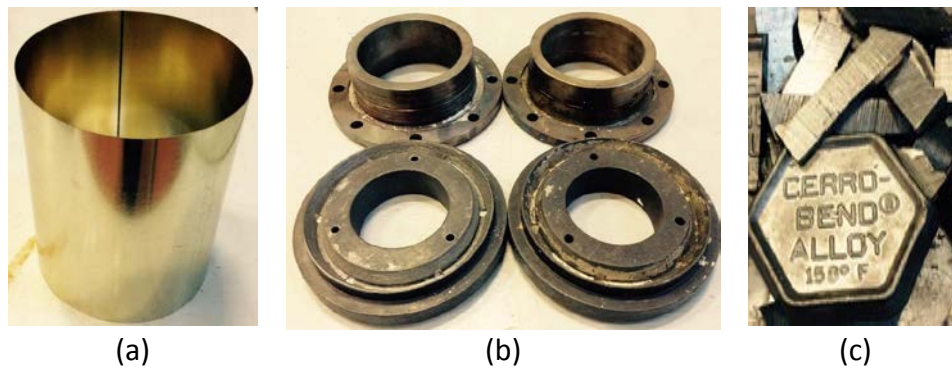


Figure 79 : a) Spécimen en fer blanc électrolytique, b) Mors, c) métal bas point de fusion

2.2.2 Condition aux limites

Nous avons opté pour une condition aux limites de type encastrement parfait. Pour réaliser cet encastrement, la solution adoptée est de noyer l'extrémité de la coque dans du métal à bas point de fusion (70°C), dans une cavité usinée dans les mors. Le centrage se fait sur la paroi interne haute et basse de la coque (Figure 80). Ce procédé permet la fixation de la coque sans avoir à utiliser un serrage mécanique et présente l'intérêt d'être simple à réaliser et reproductible.

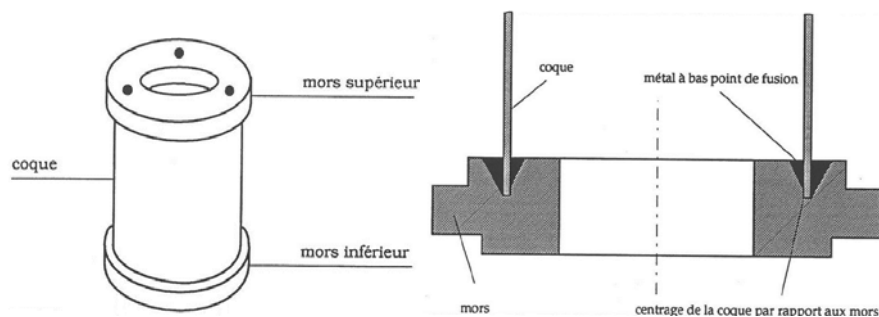


Figure 80 : Coque cylindrique avec mors



Figure 81 : Spécimen en fer blanc électrolytique avec encastrement aux extrémités

Le diamètre moyen de la coque est de 99mm, la longueur de 122mm. Huit millimètres servent à chaque extrémité à encastrer la coque. La longueur utile est de 106mm et l'épaisseur moyenne est de 0.175mm (Figure 82).

Paramètre	Note	Valeurs
Diamètre externe	D (mm)	99
Epaisseur	t (mm)	0.175
Hauteur	H (mm)	106
Module d'élasticité	E (MPa)	198000
Coefficient de Poisson	ν	0.3
Limite d'élasticité	σ_e (MPa)	197

Tableau 7 : Paramètres géométriques et matériaux de la coque cylindrique

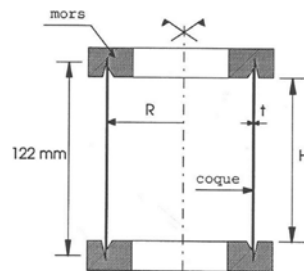


Figure 82 : Géométrie de la coque testée

2.2.3 Instrumentation

Afin de mesurer les déformations induites sur la coque dans la direction circonférentielle mais aussi axiale, nous disposons huit jauges sur la surface du spécimen. Ces jauges sont placés à (45°) l'une de l'autre. Une jauge est collée au voisinage de la soudure (Figure 83) et trois à l'extérieur, quatre thermocouples à l'intérieur sur la cuve (Figure 84). (Pour éviter leur décollement du fait de l'interaction avec la glace les jauges sont collées plutôt sur la surface interne).

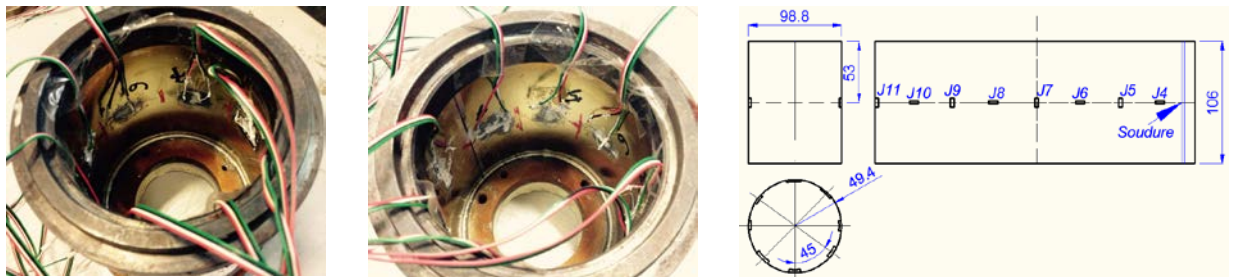


Figure 83 : Disposition des jauges à l'intérieur de la coque

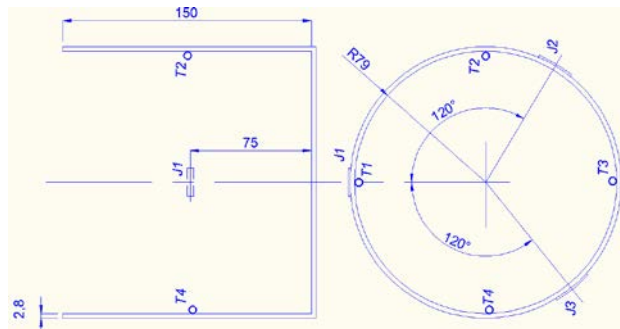


Figure 84 : Disposition des jauges et des thermocouples sur la cuve

2.2.4 Dispositif d'essai

Il s'agit ici d'un essai qui se veut essentiellement qualitatif, l'objet est de démontrer le flambage d'une coque cylindrique qui serait confinée par un matériau qui s'expand radialement. Les schémas ci-après (Figure 85) résument le type de chargement attendu et qui traduirait en fait la convergence radiale et uniforme de la roche in situ, c'est-à-dire dans les alvéoles de stockage.

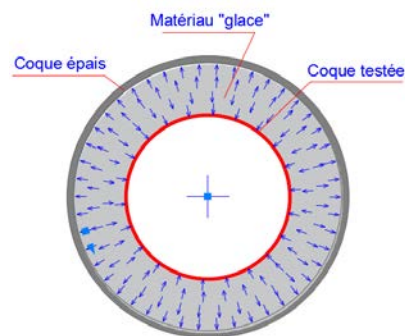


Figure 85. Schémas de l'expansion radiale du matériau de l'interface « glace »

Le dispositif expérimental conçu pour cette étude qualitative est donc très simple. Nous disposons une coque mince (ouverte à ces deux extrémités) dans un tube épais de plus grand diamètre qui lui est muni d'un seul fond (sur lequel la coque est positionnée). L'espace entre la coque mince et le tube très épais est rempli d'eau à l'ambiante. L'ensemble est positionnée dans une enceinte frigorifique dans laquelle la température est baissée à -40°C (Figure 86). Une fois le changement de phase atteint (gel), la glace s'expand radialement mais aussi axialement. Dans cette seconde direction, l'expansion est libre, alors que la coque mince l'empêche de se dilater radialement, cela induit donc une contrainte de compression circonférentielle de la coque, ce qui devrait induire le flambage. Le chargement ici appliqué, correspond donc bien à l'expansion de la glace. Une instrumentation nous permet d'avoir les mesures essentielles à la vérification de la reproductibilité de l'essai, à savoir des thermocouples positionnés dans l'eau, dans l'étuve et sur la coque, des jauges de déformation collées à l'intrados de la coque.



Figure 86 : Congélateur, essai à -40°C

2.2.5 Courbes et mode de flambage

Les modes de flambement des six coques testées sont représentés Figure 88, Figure 89, Figure 90, Figure 91, Figure 92 et Figure 94. En général, l'expansion de la « glace » nous permet en effet de garantir un chargement de type « convergence » du confinement, le flambage a deux reprises sur deux types de mode, à savoir, un seul (flambage initial) ou plusieurs lobes (multi-lobes) de flambage (post-flambage). Le flambage initial se produit, et se traduit par une première cloque vers l'intérieur, continuer le chargement (maintien de la température à -40°C) permet à la glace de continuer à s'expanser, et aboutit à un 2nd flambage, toujours vers l'intérieur mais traduisant plusieurs lobes.

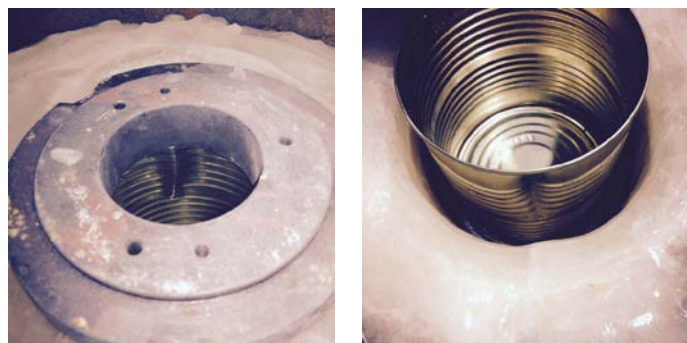


Figure 87 : Déformée de la coque ondulée (CL01) juste après essai



Figure 88 : Déformée de la coque ondulée (CL01)

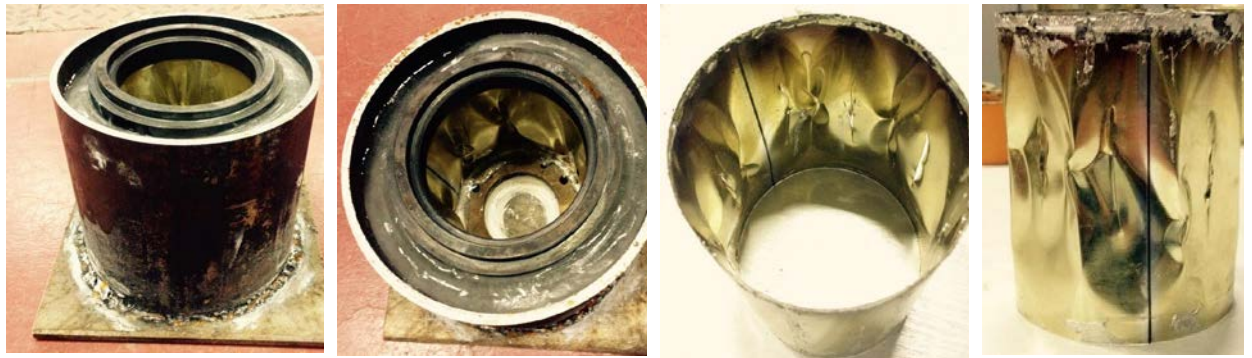


Figure 89 : Déformée de la coque sans ondulation (CL02)



Figure 90 : Mode de flambage de la coque CL03



Figure 91 : Mode de flambage de la coque CL04

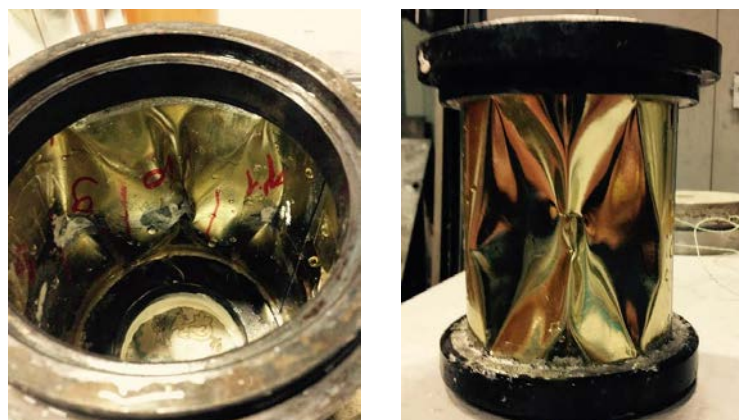


Figure 92 : Mode de flambage de la coque CL05



Figure 93 : Observation expérimentale juste après essai pour la coque CL06

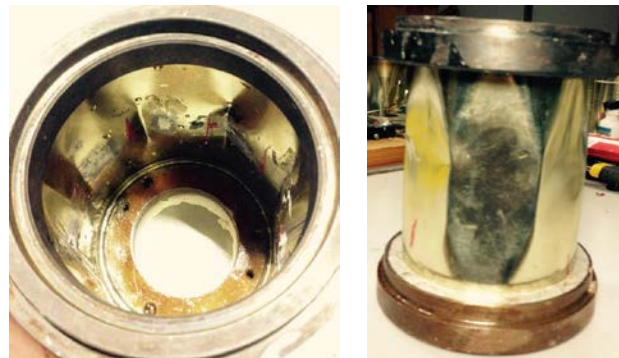


Figure 94 : Mode de flambage de la coque CL06

Pour analyser de façon détaillée le chargement de type « expansion » de la glace, un test mieux instrumenté est mené sur la coque CL06 (coque avec des jauges de déformation). La Figure 95 visualise l'évolution des mesures pour les huit jauges de déformation qui sont positionnées sur la paroi interne de la coque. Globalement, les courbes peuvent-être divisées en deux zones ou étapes comme décrit Figure 95. Les déformées du tube correspondant à ces deux étapes sont présentées dans la Figure 94. La première étape est stable, la pression du contact est quasi nulle, elle correspond à la phase où l'eau n'est pas encore transformée en glace. La deuxième phase traduit un transitoire qui correspond à l'augmentation de la rigidité du matériau « glace » et à son expansion, amenant une contrainte circonférentielle compressive au niveau de la coque. Lors de cette phase le flambage apparaît, on peut noter le « cloquage » du fait d'une rapide variation de la déformation constatée sur certaines jauges, ce qui démontre le caractère local du flambage.

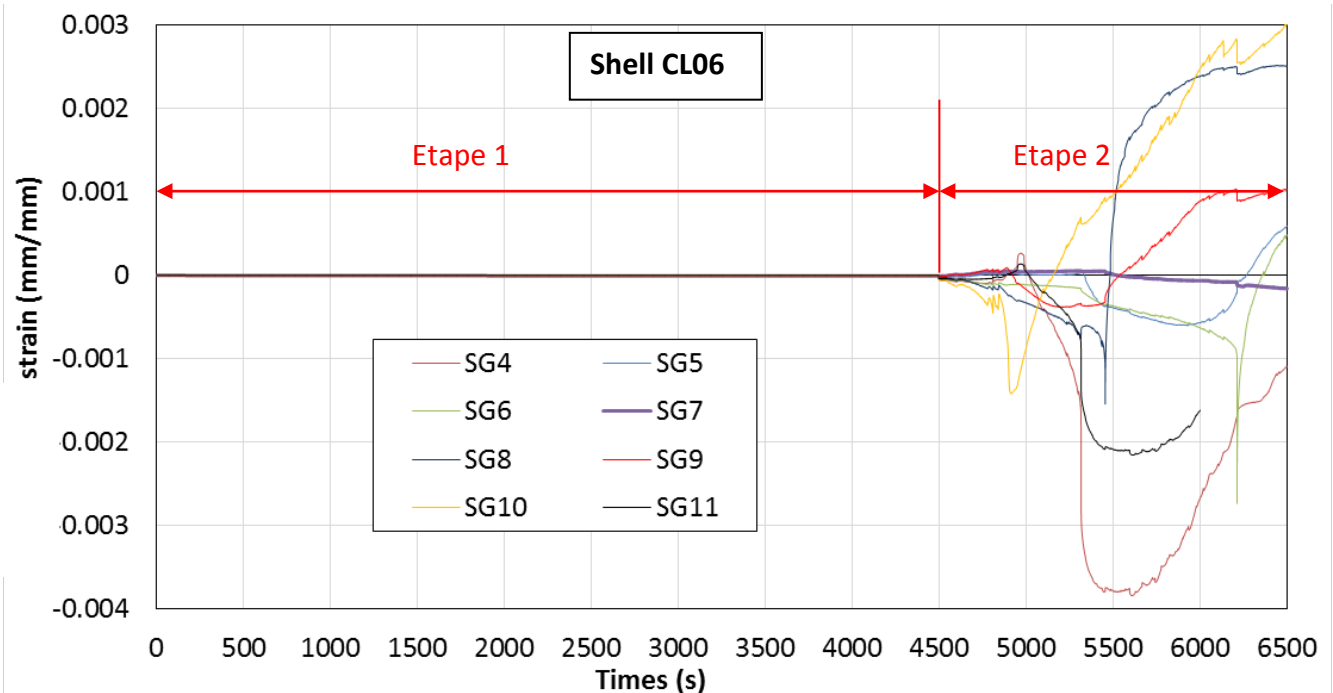


Figure 95 : Courbes des jauges de déformation versus le temps, coque CL06

Plus précisément la première cloque est visible sur la courbe jaune pour $t=4855$ secondes et le deuxième flambage apparaît sur la courbe rouge pour $t=5362$ secondes.

2.2.6 Discussions

Nous avons rappelé le flambage sous contact d'une coque cylindrique en fer blanc dans le cas d'un chargement appliqué directement par le corps externe (chargement de type « convergence » du confinement externe par le matériau « glace »). Nos essais sont menés en quasi-statique, ils nous montrent juste la possibilité d'un flambement sous une sollicitation de type solide/solide, plus précisément le type de mode, sa reproductibilité, mais aussi la nature du mode de flambement et un cas échéant (coque CL06) à caractériser la déformation de la surface latérale de la coque.

2.3 Tests de cas simplifiés: Coque avec confinement par polystyrène

Il nous paraît important avant d'engager une campagne d'essais parfaitement représentative du flambage sous contact induit par la convergence de la roche, de peser les effets de différentes configurations de chargement sous pression externe d'une coque mince, avec par exemple le cas d'un confinement, de rigidité plus ou moins important, assurant uniquement une condition de contact unilatéral. Nous proposons donc ici des essais qui vont nous permettre de quantifier l'effet principalement des conditions de contact. Par conditions de contact, on entend, la rigidité du milieu extérieur assurant le confinement de la surface latérale de la coque susceptible de flamber, mais aussi la faculté de ce milieu de suivre la coque dans son flambage ou pas.

Cette partie est dédiée à l'étude expérimentale du flambage avec contact. Il s'agit tout d'abord de mettre en exergue le phénomène de flambage dans le cas d'une coque seule (non-confinée) sous pression externe. Puis des coques confinées latéralement par 2 couches (locale et globale) ou 4 couches de polystyrène. L'étude devra permettre de qualifier le flambement, plus précisément le type de mode, sa reproductibilité, mais aussi la nature du mode de flambement.

2.3.1 Spécimens testés

Nous disposons d'un banc d'essais qui nous permet d'appliquer une pression externe sur une coque cylindrique. Il s'agit plus précisément d'une pression hydrostatique, car la pression s'exerce à la fois sur la surface latérale de la coque mais aussi sur les deux fonds assurant sa fermeture. Le chargement induit donc une contrainte de compression circonférentielle, et une contrainte de compression axiale. Les viroles que l'on teste sont des boîtes de conserves en fer blanc électrolytique fabriquées par l'entreprise SOLAC. Les dimensions de la coque ainsi que les caractéristiques du matériau sont données dans le tableau ci-dessous.

Paramètre	Note	Valeurs
Diamètre externe	D (mm)	99.20
Epaisseur	t (mm)	0.237
Hauteur	H (mm)	106
Module d'élasticité	E (MPa)	198000
Coefficient de Poisson	ν	0.3
Limite d'élasticité	σ_e (MPa)	197

Tableau 8 : Paramètres géométriques et matériaux de la coque cylindrique

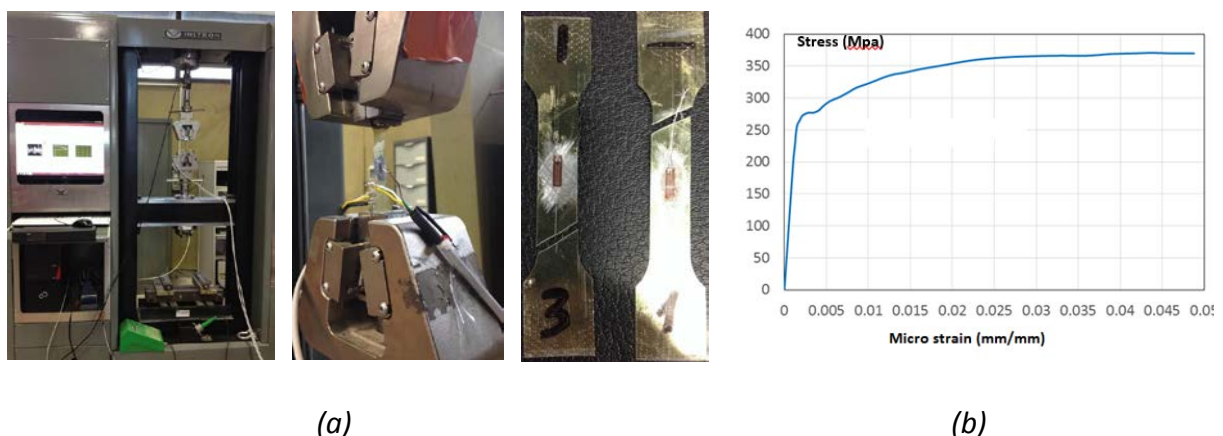


Figure 96 : a) Caractérisation du matériau, b) Courbe de traction du matériau fer blanc électrolytique

Nous avons testé tout d'abord des coques vierges de tout renfort externe, par renfort externe on entend le milieu de confinement. Puis des coques confinées latéralement par 2 couches (locale et globale (Figure 97d-e)) ou 4 couches de polystyrène (Figure 97f).

Feuillard	Epaisseur d'une couche (mm)	Largeur (mm)	Module d'Young (MPa)
Polystyrène	3.3	100	5

Tableau 9 : Paramètres géométriques et matériaux des feuillets en polystyrène

Nous considérons deux configuration, celle ou ces couches sont juste en contact avec la coque et celle où elles sont liées à la coque à l'aide d'une bande d'adhésif double face. Les paramètres des feuilles de polystyrène utilisé sont représentés sur le *Tableau 9*. L'épaisseur du polystyrène dans le cas de 2 couches est donc de 6.6mm, et de 13.2mm pour la coque avec 4 couches. Ci-dessous quelques photos de certains des spécimens testés.

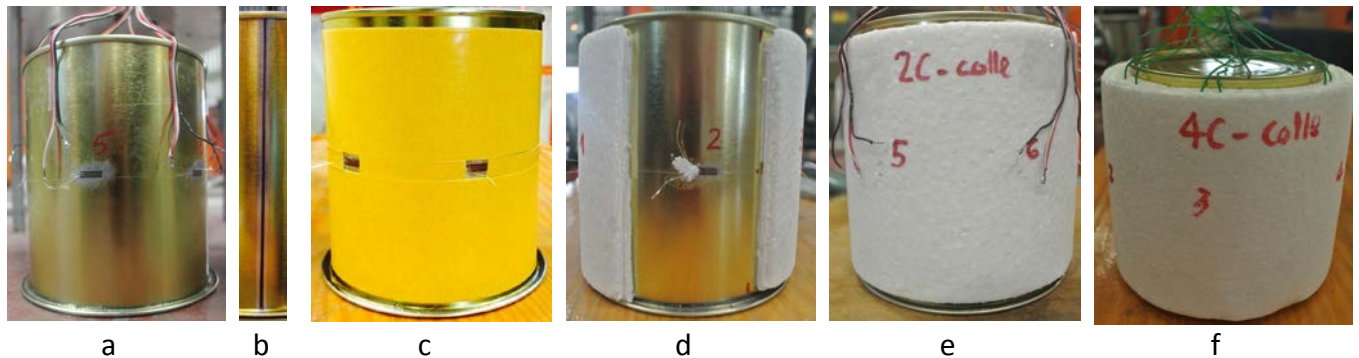


Figure 97 : a) Coque avec des jauges de déformation, b) ligne de soudage de la coque, c) coque + bande d'adhésif double face, d) coque avec confinement local, $n=2$, e) coque avec confinement total, $n=2$, f) coque avec confinement total, $n=4$. n est nombre de couche de polystyrène

Pour l'étude expérimentale, une coque seule et cinq différentes coques confinées ont été fabriquées et testées. Toutes les propriétés géométriques de la coque cylindrique et du confinement externe sont indiquées dans le *Tableau 10*. Pour la coque, six jauges de déformation ont été fixées avec SG1, SG2, SG3, SG4, SG5, SG6, connectées dans la direction circonférentielle, sur la surface extérieure, à la section $Z = H/2$ de la coque. Ces jauges sont placées à (60°) l'une de l'autre. Le band d'adhésive double face a été utilisé pour relier le confinement à la paroi externe de la coque (Figure 97c). Les couches de polystyrène sont toujours reliées par le band d'adhésive double face.

Géométrie de la coque	Spécimen	Confinement (EPS)			Type de confinement	Bande d'adhésive double face entre coque et confinement
		Nombre de couches, n	Épaisseur total (mm)	hauteur (mm)		
D/t=418 t=0.237 (mm) H/D=1.1	S. 1 (coque seule)	-	-	-	-	-
	S. 2	2	6.6	106	Local	Yes
	S. 3	2	6.6	106	Total	No
	S. 4	2	6.6	106	Total	Yes
	S. 5	4	13.2	106	Total	No
	S. 6	4	13.2	106	Total	Yes

Tableau 10 : Spécifications géométriques de coque cylindrique et de polystyrène expansé

2.3.2 Méthodologie expérimentale

Dans cet essai, la charge de pression externe est appliquée sur le fluide (de l'air) environnant la coque. Les spécimens d'essais sont donc rendus hermétiques grâce à l'utilisation d'un joint silicone. En ce qui concerne les conditions aux limites, l'extrémité inférieure de la coque est fixée dans le dispositif d'essai. Un transducteur de pression piézo-électrique est utilisé pour mesurer la pression externe. La procédure d'acquisition de données est préalablement testée pour vérifier la fiabilité des mesures. Le profil schématique du dispositif expérimental est représenté sur les Figure 98 et Figure 99. La relation charge-temps, déformation des jauges-temps de tous les échantillons d'essai a été enregistrée et utilisés plus tard pour décrire leur phénomène de flambage. Le choix des capteurs s'est fait en fonction de l'étendue de mesure attendue, la sensibilité, et la précision requises. Le signal est enregistré avec une fréquence d'échantillonnage de 0.2s, une caméra est utilisée afin d'observer la déformée de l'éprouvette durant le test.

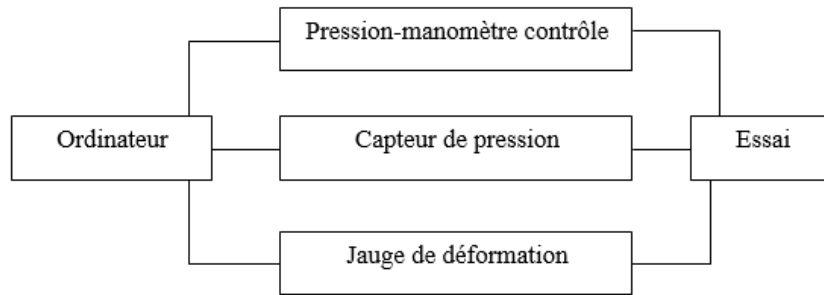


Figure 98 : Système d'acquisition des signaux

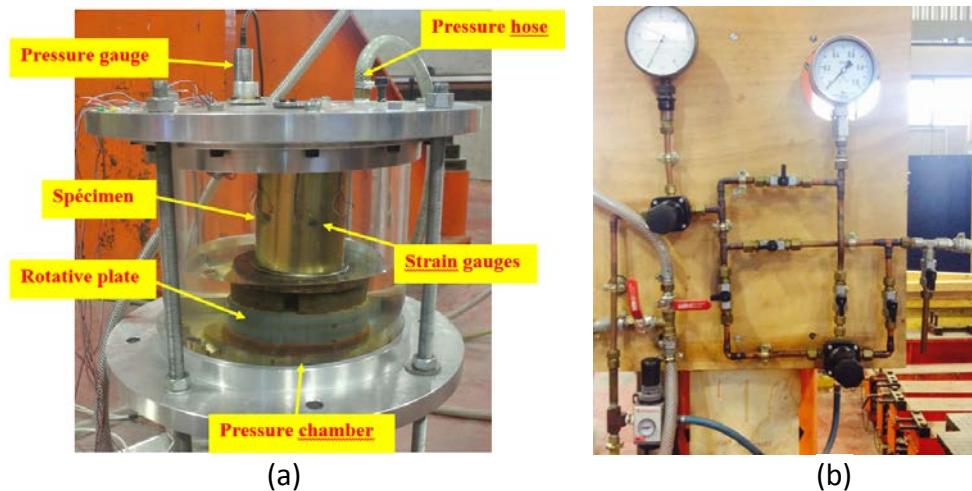


Figure 99 : Application d'une pression externe sur la coque seule, a) Caractéristiques principales du banc d'essai, b) Vanne de régulation

2.3.3 Résultats

A partir des informations acquises par le capteur pression et les jauges de déformation, une conversion des unités électriques vers les grandeurs physiques est effectuée. Les Figure 101, Figure 107, Figure 112, Figure 116, Figure 120 et Figure 124 visualisent respectivement l'histoire de pression et des jauges de déformation de six spécimens. En général, pour les coque seule et les coques collées avec confinement externe, le flambage a deux reprises sur deux types de mode collapse, à savoir, (1) un seul ou plusieurs lobe de flambage (flambage initial) et (2) multi-lobe (post-flambage). Le flambage initial se produit, accompagné la sinusoïde formée d'une déformation vers l'intérieure au voisinage de l'articulation; tandis que la seconde s'est produite à une pression supérieure, accompagné de plusieurs « lobe » sinusoïdales formés (mode circonférentiel). Les Figure 103, Figure 109, Figure 113, Figure 117, Figure 121 et Figure 125 illustrent les courbes de pression externe versus la déformation des jauges de six spécimens. Le mode de flambement de tous les spécimens sont représentent dans les Figure 105, Figure 111, Figure 115, Figure 119, Figure 123 et Figure 127. De l'expérience, il peut constater que les comportements de flambement des spécimens varient avec différents type de l'interaction du contact (avec ou sans bande d'adhésive double face) et le confinement externe (local, global).

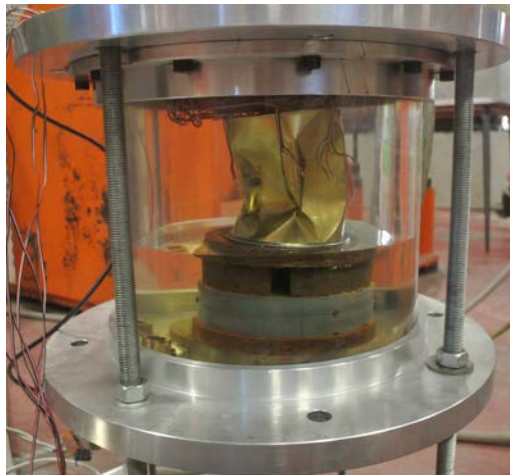


Figure 100 : Déformée du spécimen S.1 (coque seule) après essai

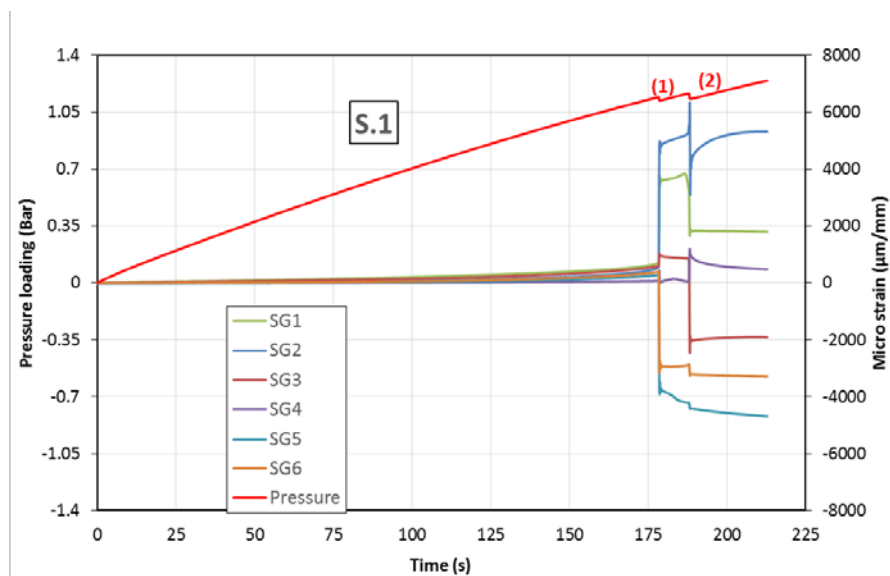


Figure 101 : Histoires de pression et de jauges de déformation pour spécimen S.1 (coque seule)

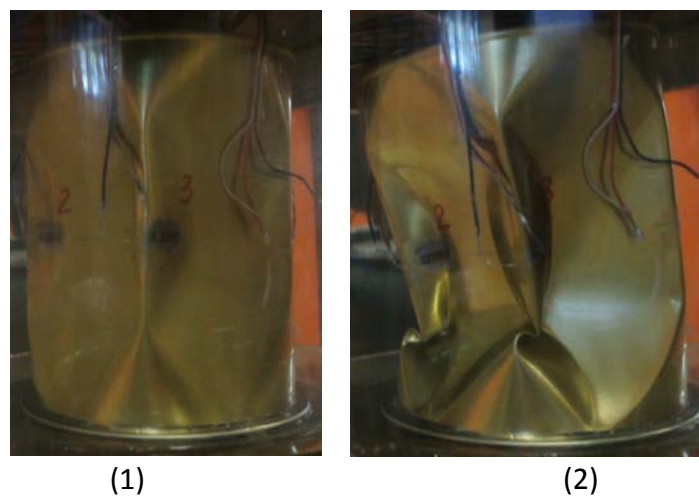


Figure 102 : Progression du flambement pour le spécimen S.1 (coque seule)

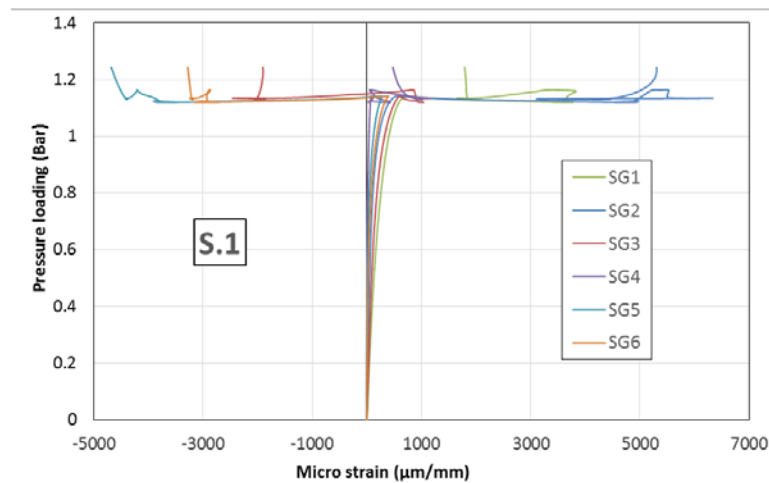


Figure 103 : Courbes de pression externe versus jauges de déformation pour le le spécimen S.1 (coque seule)

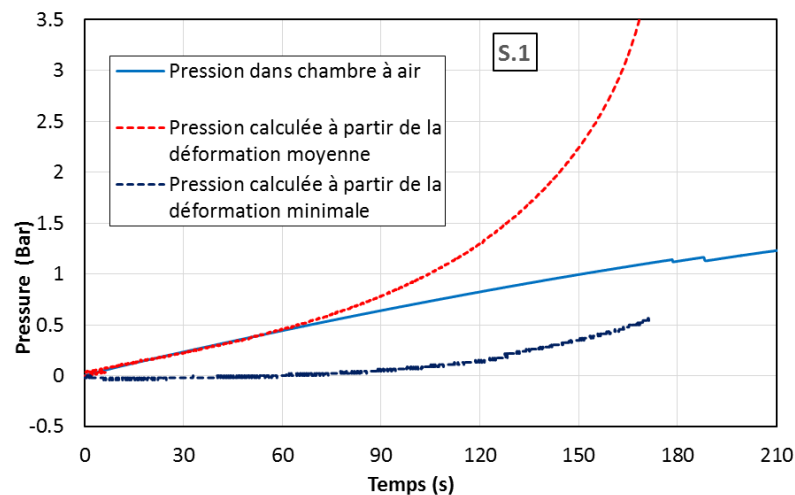


Figure 104. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque S.1

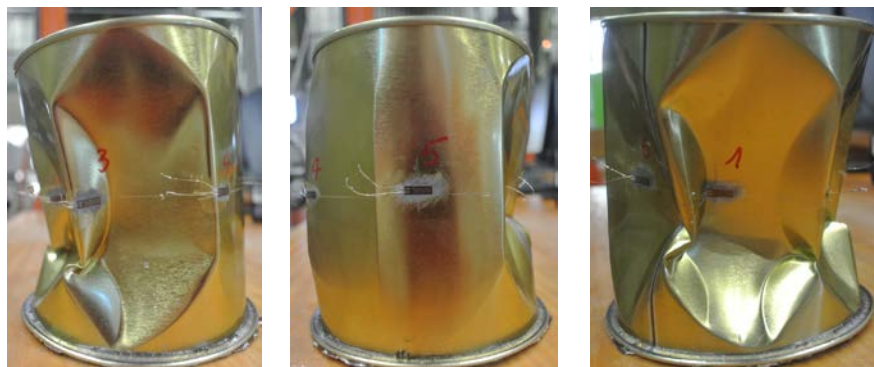


Figure 105 : Mode de flambage du spécimen S.1 (coque seule)



Figure 106. Coque CL02 avant et après essai

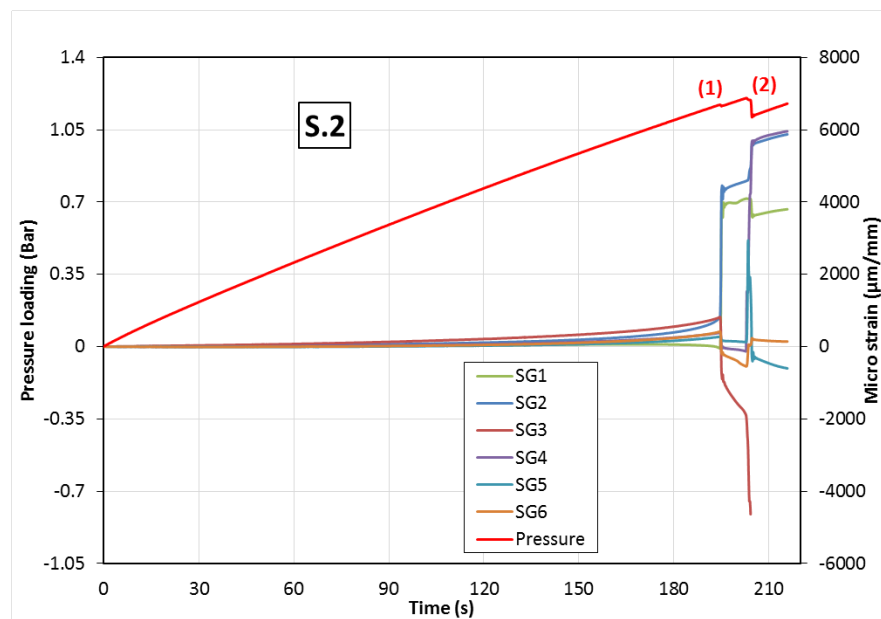


Figure 107 : Histoires de pression et de jauges de déformation pour spécimen S.2 (coque avec confinement local, $n=2$, avec band d'adhésive double face)

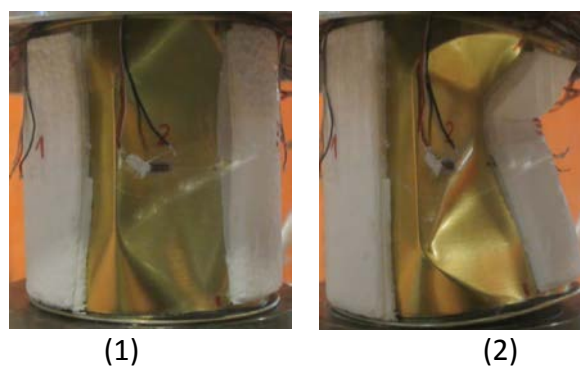


Figure 108 : Progression du flambement pour le spécimen S.2 (coque avec confinement local, $n=2$, avec band d'adhésive double face)

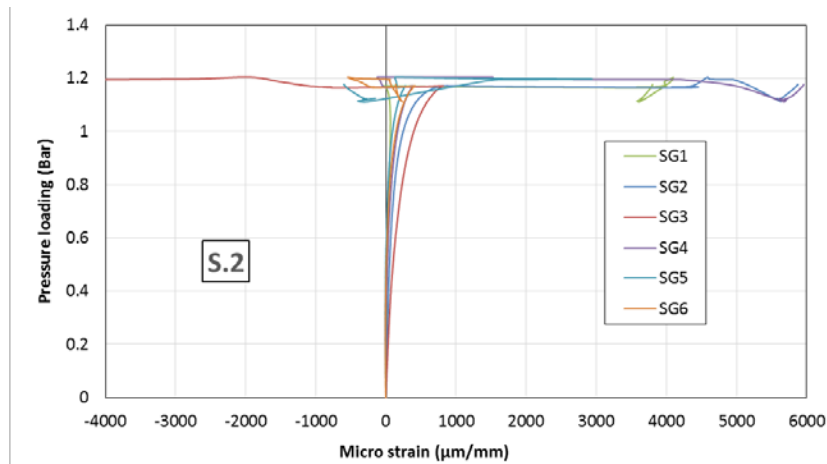


Figure 109 : Courbes de pression externe versus jauges de déformation pour le spécimen S.2 (coque avec confinement local, $n=2$, avec band d'adhésive double face)

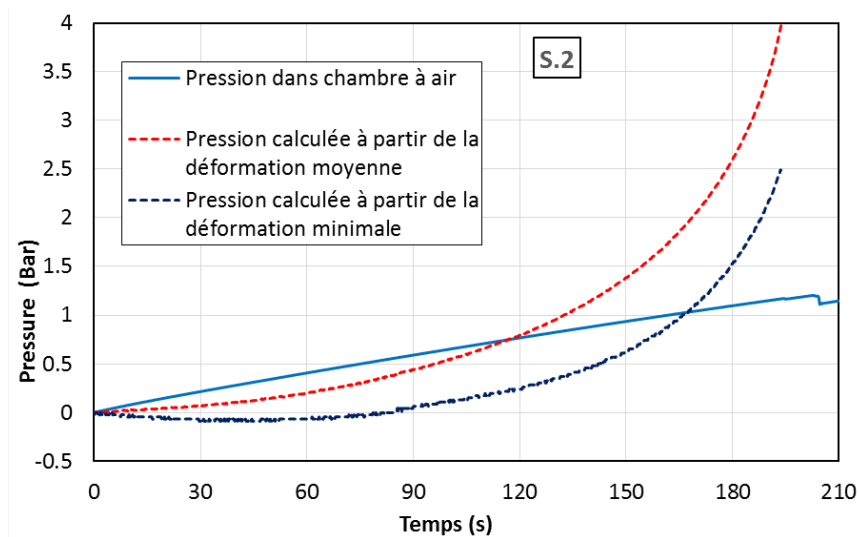


Figure 110. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque S.2

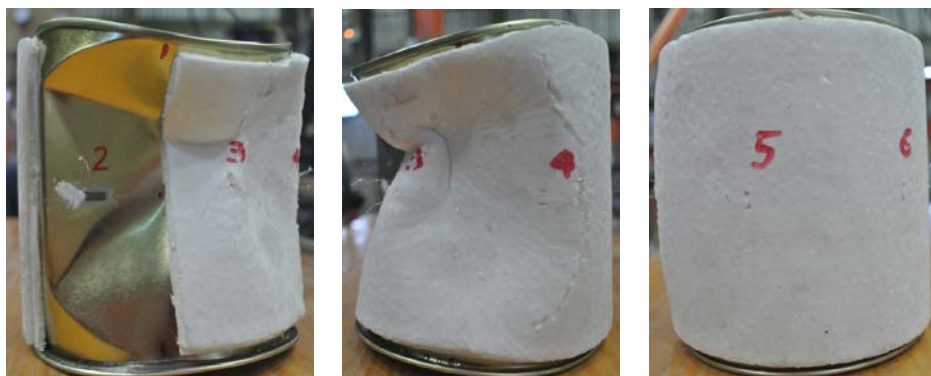


Figure 111 : Mode de flambage du spécimen S.2 (coque avec confinement local, $n=2$, avec band d'adhésive double face)

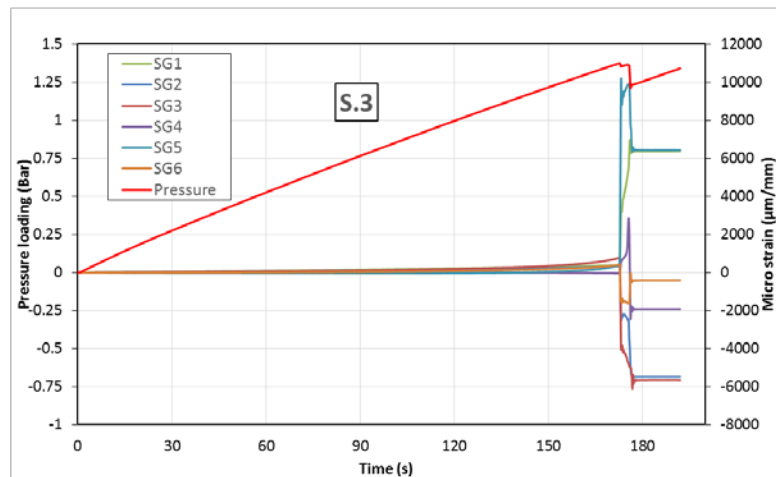


Figure 112 : Histoires de pression et de jauges de déformation pour spécimen S.3 (coque avec confinement total, $n=2$, sans band d'adhésive double face)

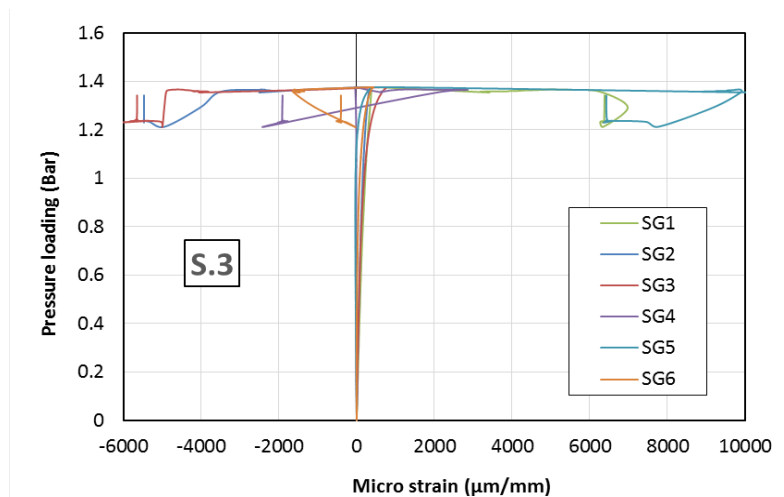


Figure 113 : Courbes de pression externe versus jauges de déformation pour le spécimen S.3 (coque avec confinement total, $n=2$, sans band d'adhésive double face)

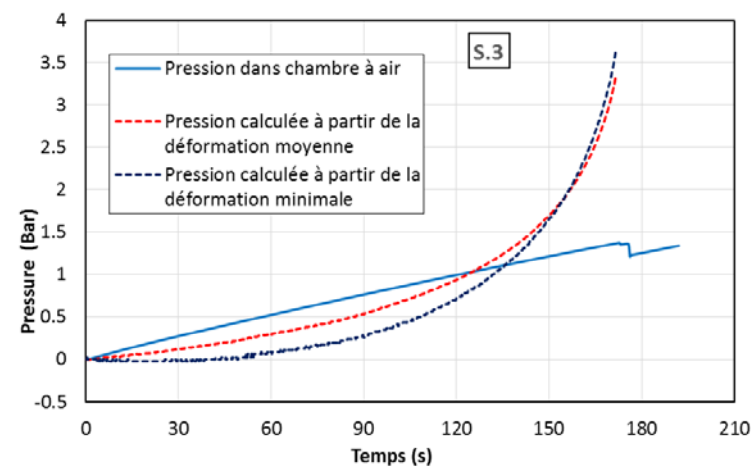


Figure 114. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque S.3

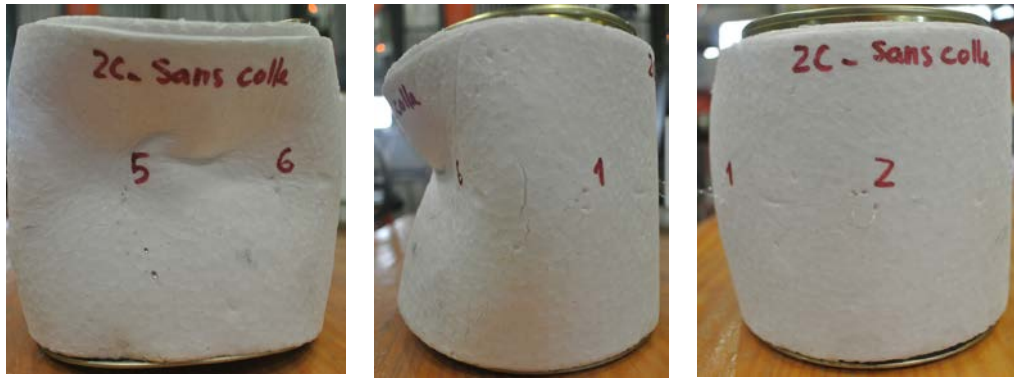


Figure 115 : Mode de flambage du spécimen S.3 (coque avec confinement total, $n=2$, sans band d'adhésive double face)

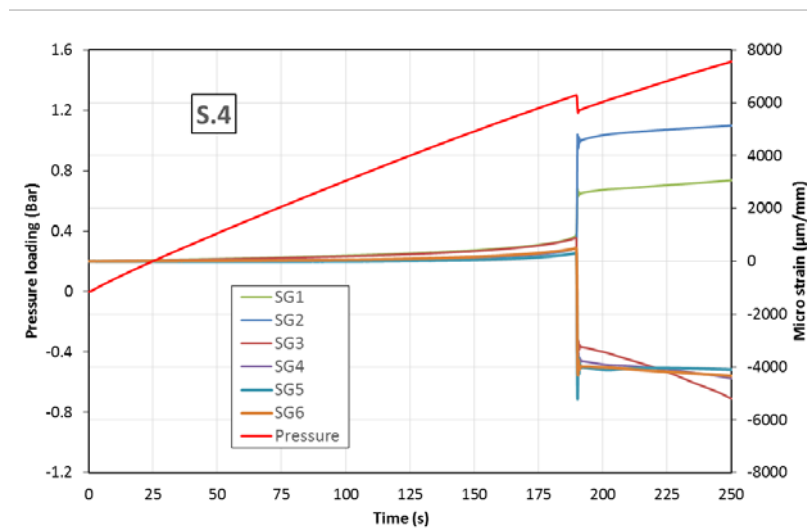


Figure 116 : Histoires de pression et de jauges de déformation pour spécimen S.4 (coque avec confinement total, $n=2$, avec band d'adhésive double face)

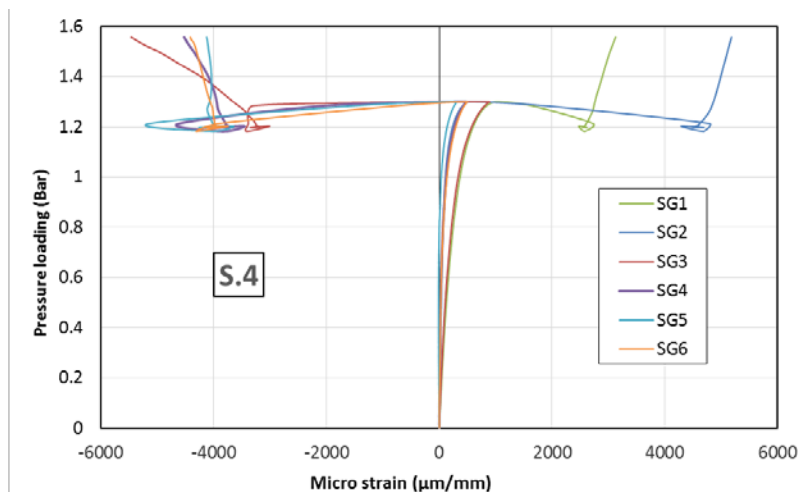


Figure 117 : Courbes de pression externe versus jauges de déformation pour le spécimen S.4 (coque avec confinement total, $n=2$, avec band d'adhésive double face)

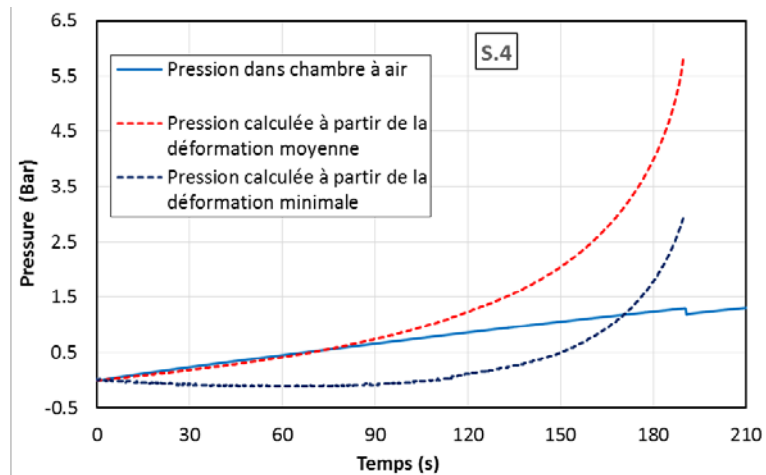


Figure 118. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque S.4



Figure 119 : Mode de flambage du spécimen S.4 (coque avec confinement total, $n=2$, avec band d'adhésive double face)

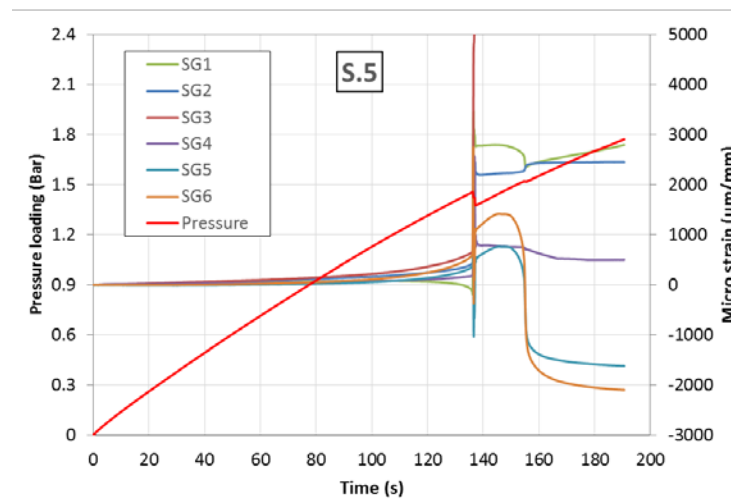


Figure 120 : Histoires de pression et de jauges de déformation pour spécimen S.5 (coque avec confinement total, $n=4$, sans band d'adhésive double face)

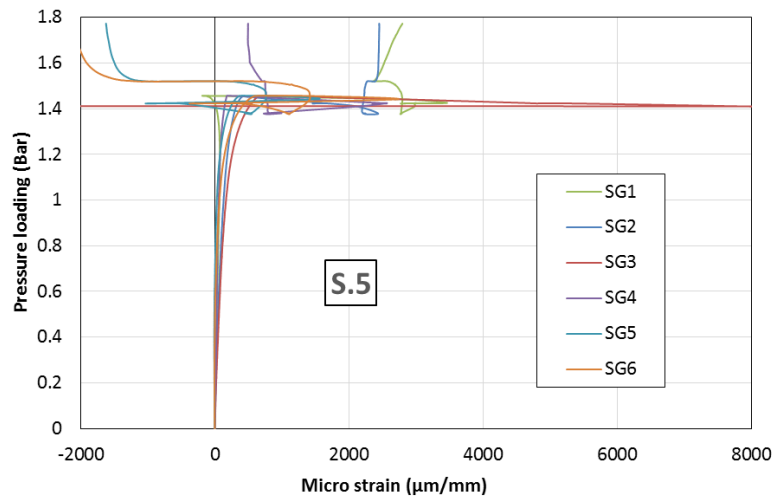


Figure 121 : Courbes de pression externe versus jauges de déformation pour le spécimen S.5 (coque avec confinement total, $n=4$, sans band d'adhésive double face)

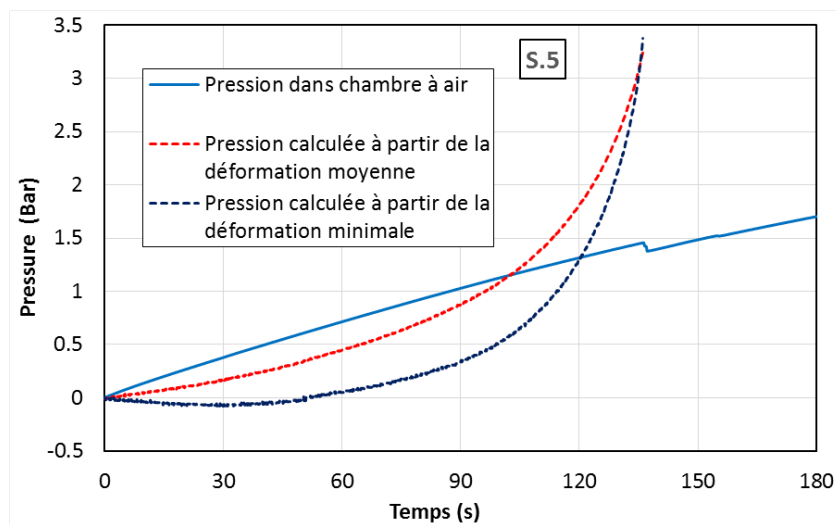


Figure 122. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque S.5

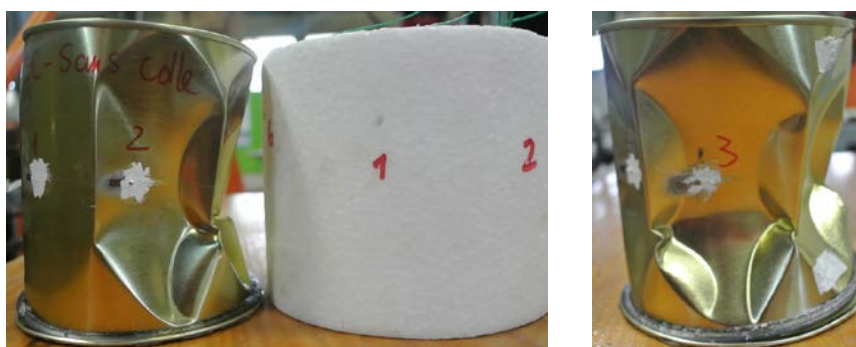


Figure 123 : Mode de flambage du spécimen S.5 (coque avec confinement total, $n=4$, sans band d'adhésive double face)

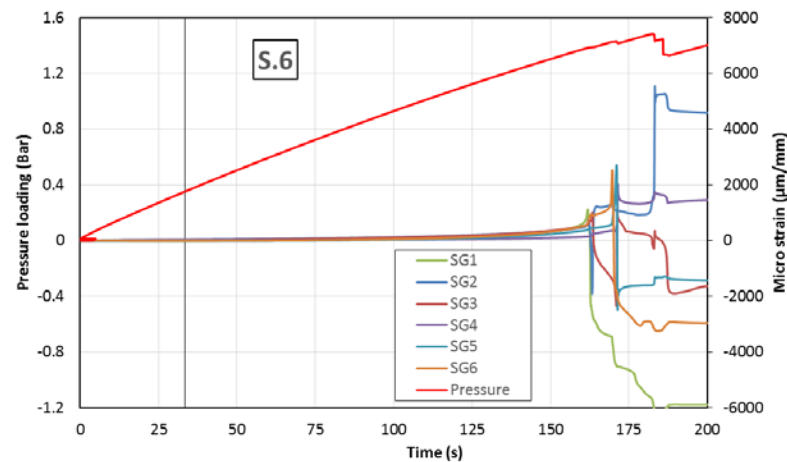


Figure 124 : Histoires de pression et de jauges de déformation pour spécimen S.6 (coque avec confinement total, $n=4$, avec band d'adhésive double face)

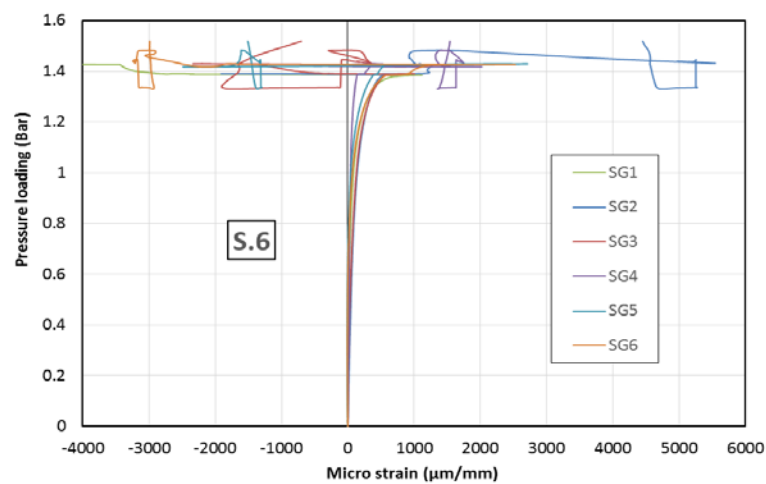


Figure 125 : Courbes de pression externe versus jauges de déformation pour le spécimen S.6 (coque avec confinement total, $n=4$, avec band d'adhésive double face)

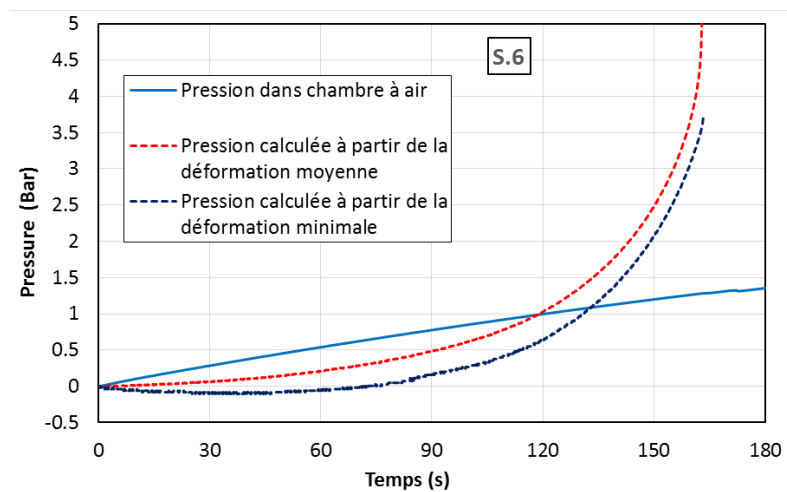


Figure 126. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque S.6



Figure 127 : Mode de flambage du spécimen S.6 (coque avec confinement total, $n=4$, avec band d'adhésive double face)

Le Tableau 11 montre les charges critiques de flambage initial et post-flambage de six spécimens testés. Ils nous montrent l'écart de chargement critique de quatre types de renforcement.

Spécimen	Flambage initial p^0 (bar)	Post-flambage p^1 (bar)	$p^0_{\text{contact}} / p^0_{\text{plain}}$	Différence (%)
S. 1 (coque seule)	1.14	1.14	1.00	0.0
S. 2	1.17	1.20	1.03	2.6
S. 3	1.37	1.27	1.20	20.3
S. 4	1.31	1.31	1.15	14.6
S. 5	1.42	1.42	1.24	24.1
S. 6	1.39	1.43	1.22	22.2

Tableau 11 : Bilan de la pression critique pour les six spécimens

2.3.4 Conclusion

Pour nos essai, nous étudions deux types de conditions aux limites (appui S3 et encastrement C1-).

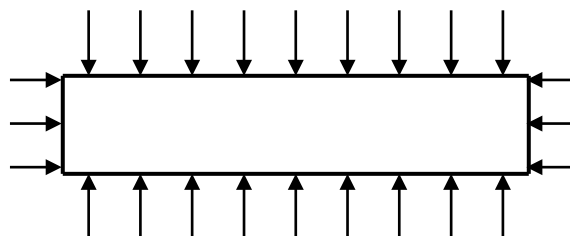


Figure 128 : Pression hydrostatique (cas S3)

Le mode critique circonférentiel est déterminé par la formule :

$$n_{cr} = \sqrt[4]{6\pi^2 \sqrt{1-v^2} \sqrt{\frac{R}{H}} \sqrt{\frac{R}{t}}} = 2.74 \sqrt{\frac{R}{H}} = 7.46$$

Pression externe critique :

Equation	Code de conception/référence	Pression critique (bar)
$P_{mc} = \frac{Et\varepsilon}{R}$	ECCS, 1988 [98] [99]	1.35
$P_{cr} = \frac{\pi\sqrt{6}}{9(1-v^2)^{0.75}} E \frac{R}{H} \left(\frac{t}{R}\right)^{2.5} = 0.92 E \frac{R}{H} \left(\frac{t}{R}\right)^{2.5}$	Jawad, 1994 [100]	1.37
$P_{cr} = \frac{2.6E (t/D)^{2.5}}{H/D - 0.45 (t/D)^{0.5}}$	DTMB, Ross, 2007 [101]	1.31
$P_{cr} = \frac{Et}{R} \beta_{min}$	BSI, 2009 [102]	1.32
Valeur moyenne de la charge critique		1.34

Tableau 12 : Prédictions théoriques de codes de conception et des recommandations (cas S3-Tableau 2)

Le Figure 129 donne les comparaisons des charges critiques de flambage initial.

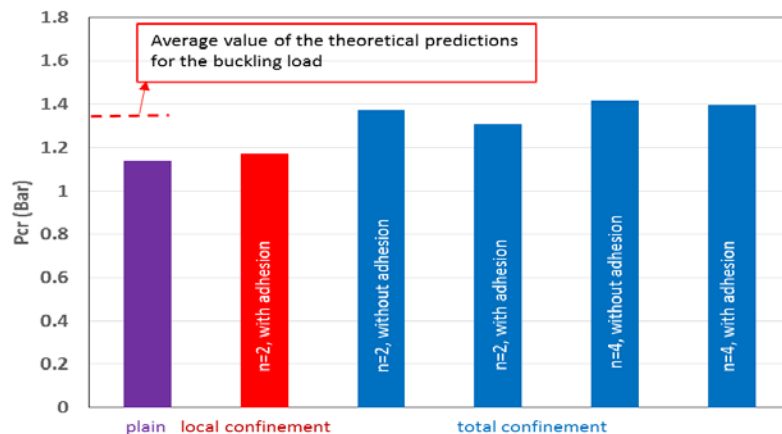


Figure 129 : Comparaison de la charge critique de flambage initial avec la valeur moyenne des prévisions théoriques (références citées [102], [103] et [100])

Les essais menés nous permettent de mettre en exergue l'effet d'un confinement sur le flambage d'une coque mince soumise à pression externe, de type latérale. La pression critique de la coque seule (sans renforcement) est inférieure par rapport à la solution analytique de Ross, Donnell et Rawad (Tableau 12). La théorie classique est basée sur l'hypothèse d'une géométrie parfaite. L'imperfection géométrique réduit clairement la capacité de flambage de coques cylindriques soumises à une pression latérale. Des écarts pouvant atteindre environ 17.5% existent entre la prédiction selon la théorie classique de la charge de flambement et nos résultats expérimentaux. Pour

la coque avec polystyrène, la pression critique est une fonction croissante de l'épaisseur totale du confinement externe. Pour les spécimens « avec adhérence » (S.4 et S.6), la charge critique de flambage a augmenté de 14.6% et 22.2% respectivement par rapport à la coque seule S.1. Pour S.3 et S.5 « sans adhérence », la charge de critique a augmenté de 20.3% et 24.1% respectivement. Le nombre de « cloque » circonférentiel sur la surface latérale de la coque est diminué avec l'augmentation de l'épaisseur du polystyrène.

La condition de contact avec interaction unilatérale ou bilatérale entre la coque et son confinement externe, est très sensible. Pour les coques sans bande d'adhésive double face (coller avec polystyrène externe), la charge critique diminue mais le nombre de « cloque » ne change pas. Les coques avec confinement local, donnent la charge critique dans l'intervalle des coques seule et coque avec confinement global (même épaisseur). Sa charge critique a augmentée 2.6% par rapport le cas de la coque seule.

Sur nos courbes de pression versus le temps, la coque atteint un point d'instabilité et le flambage se produit par bifurcation. Il est typique que la charge diminue immédiatement (≤ 0.1 seconde) après flambage mais elle augmente à nouveau ensuite en post-flambage.

2.4 Tests représentatifs : Coque avec confinement par sable

2.4.1 Spécimens d'essais et conditions aux limites

Nous considérons le flambage sous contact dans le cas d'une pression appliquée directement par un matériau de confinement externe (sable fin). Nous avons conçu un banc qui permet de mener assez rapidement et de façon reproductible des essais de flambage suffisamment représentatifs de coques soumises à une pression externe induite par le confinement radial d'un matériau de très faible cohésion, tel que les matériaux granulaires. La structure étudiée est un tube mince en acier standard laminé à froid DC01, son confinement est assuré par un sable fin. Une enveloppe gonflable nous permet d'appliquer sur le sable de confinement un chargement de type pression externe qui induit une « convergence » radiale du matériau de confinement. L'ensemble, coussin gonflable plus sable fin plus coque dont nous voulons étudier l'instabilité, est positionné dans un tube épais en acier qui sert d'enceinte extérieure. L'enceinte externe est donc jugée infiniment rigide. Dans notre étude, nous considérons des coques ou tronçon de tube (Figure 130), dont les caractéristiques géométriques sont précisées Tableau 15.

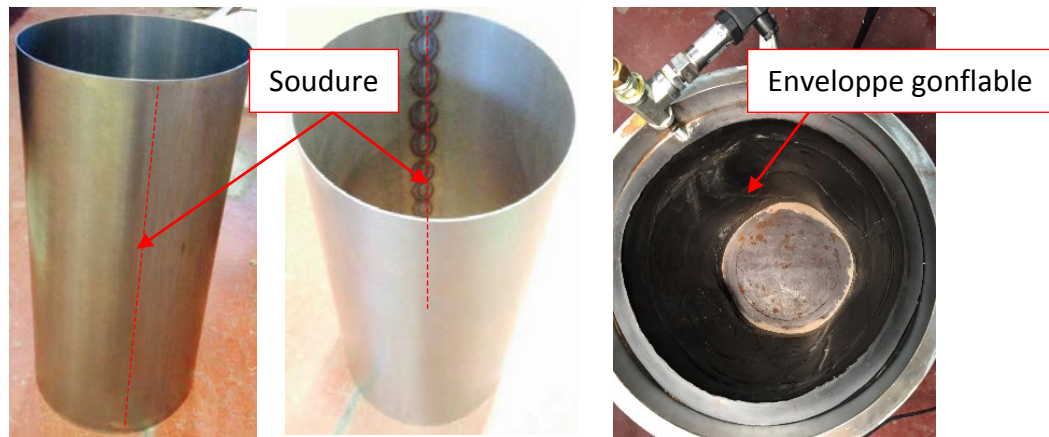


Figure 130 : Tube avec ligne de soudage et l'enveloppe gonflable

Pour assurer des conditions aux limites maîtrisées et reproductibles, nous positionnons des mors ou inserts ou anneaux rigides qui permettent de garantir le non flambement des sections d'extrémités du tube (Figure 131) à chaque extrémité de la coque. Pour assurer la liaison entre la coque et le mors, nous mettons en place du métal à bas point de fusion dans une cavité usinée dans les mors. Ce procédé permet la fixation de la coque sans avoir à utiliser un serrage mécanique et présente l'intérêt d'être simple à réaliser et reproductible. La longueur utile est donc de 480mm. La maîtrise des conditions aux limites nous permettra de comparer de façon pertinente les essais aux calculs.



Figure 131 : Frettes (mors) assurant la condition aux limites du tube

Spécimen	Longueur (mm)	Diamètre externe (mm)	Épaisseur (mm)
CL01	500	250	0.785
CL02	500	250	0.798
CL03	500	250	0.795
CL04	500	250	0.797
CL05	500	250	0.800
CL06	500	250	0.798
CL07	500	250	0.800
CL08	500	250	0.789
CL09	500	250	0.796
CL10	500	250	0.800

Tableau 13 : Caractéristiques géométriques des éprouvettes tubulaires

Nous avons choisi l'enceinte extérieure (tronçon de tube en acier S235) de 600mm de longueur, de 350mm de diamètre intérieur et 20mm d'épaisseur (Figure 132a). Les coussins gonflables peuvent supporter une pression de 60 bars.

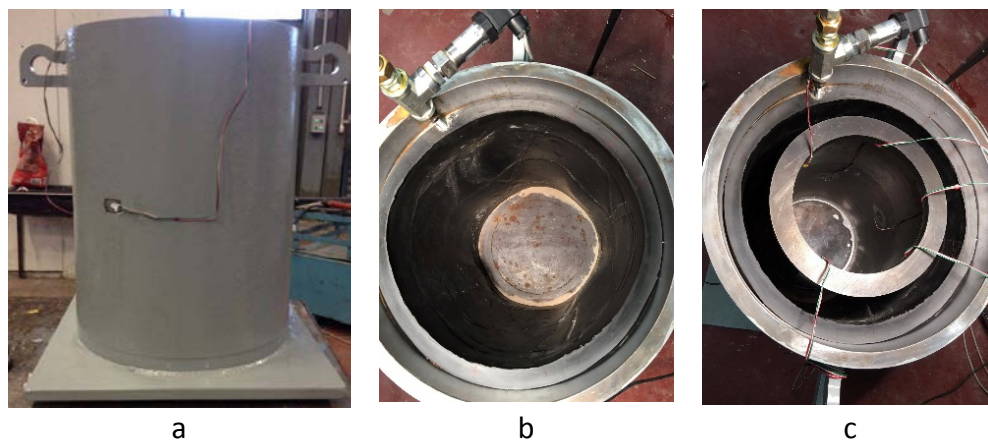


Figure 132 : (a) Enceinte extérieure ou tube externe, (b) Tube externe + coussin gonflable, (c) idem + tube à tester, (c) sable fin



Figure 133 : Matériau assurant le confinement externe: sable fin sec

2.4.2 Caractérisation du matériau : acier standard laminé à froid DC01

Des essais de traction à température ambiante sont réalisés, à l'aide d'une machine INSTRON de capacité 5 tonnes (Figure 134b), sur des éprouvettes découpées selon la direction axiale des tubes (Figure 134a). Les essais sont pilotés en déplacement à une vitesse constante de 2mm/minute (quasi-statique), les éprouvettes sont équipées à l'aide de jauges grandes déformations et d'un extensomètre. La sollicitation est appliquée de manière continue jusqu'à la rupture de l'éprouvette. La procédure du test suit la Norme E8M-04. Les effets de flexion sont éliminés par un alignement précis des mors. Pour éliminer les dispersions provenant de l'hétérogénéité liée « au vécu » de chaque lot, les différentes éprouvettes sont tirées du même lot et usinées et traitées selon le même protocole.

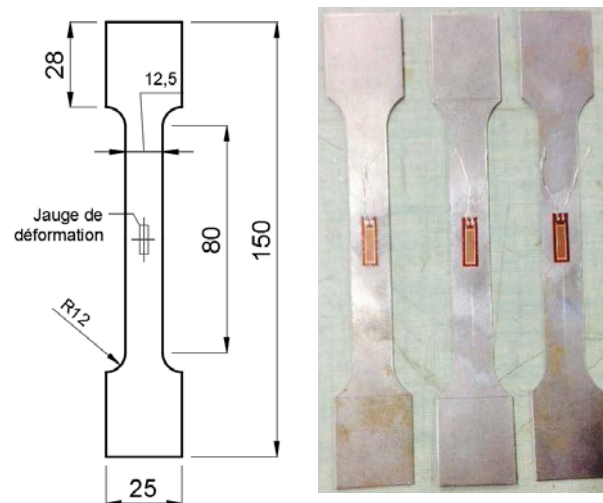


Figure 134 : Epreuve de traction (mm)

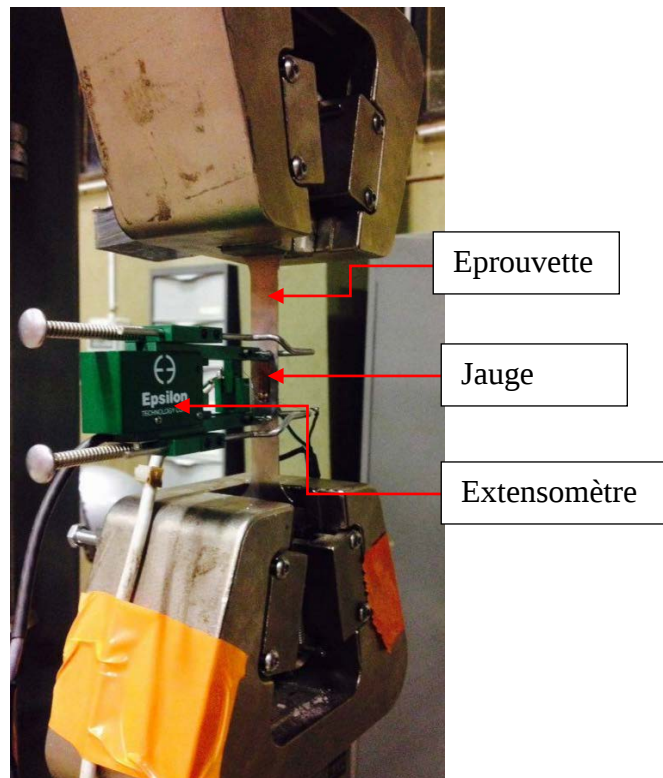


Figure 135 : Eprouvette équipée de jauges et de l'extensomètre

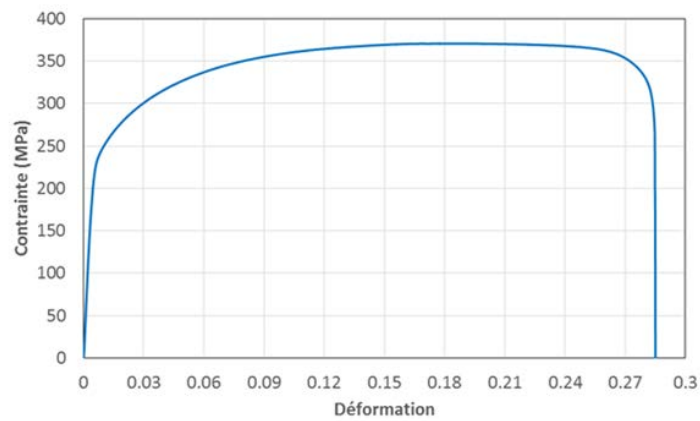


Figure 136 : Courbe de traction du matériau de l'acier DC01

ϵ	σ (MPa)	0.0139	264.6	0.0348	309.7	0.0916	358.0	0.1922	372.0
0.0000	0.0	0.0159	269.3	0.0367	312.8	0.0994	361.1	0.2033	372.0
0.0011	225.1	0.0172	273.9	0.0387	316.0	0.1086	364.2	0.2151	372.0
0.0062	228.8	0.0198	280.2	0.0407	319.1	0.1184	365.8	0.2275	370.4
0.0068	235.0	0.0218	284.8	0.0459	325.3	0.1282	367.3	0.2386	368.9
0.0081	241.2	0.0237	289.5	0.0524	331.5	0.1380	368.9	0.2504	367.3
0.0087	245.9	0.0263	294.2	0.0596	337.7	0.1478	370.4		
0.0100	250.6	0.0283	298.8	0.0681	345.5	0.1589	372.0		
0.0113	255.3	0.0309	303.5	0.0766	350.2	0.1700	372.0		
0.0126	259.9	0.0328	306.6	0.0837	354.9	0.1804	372.0		

Tableau 14 : Points définissant la courbe de traction, retenue pour le calcul numérique

Le matériau, supposé homogène et isotrope, a une loi de comportement élasto-plastique à écrouissage isotrope. Les paramètres géométriques et matériels du tube sont donnés Tableau 23.

Paramètre	Note	Valeur
Module d'élasticité	E (MPa)	209750
Coefficient de Poisson	ν	0.3
Limite d'élasticité	σ_y (MPa)	225
Résistance à la traction	R_m (MPa)	370
Allongement à la rupture	A (%)	28.51

Tableau 15 : Paramètres matériau acier standard laminé à froid DC01

2.4.3 Imperfections géométriques

2.4.3.1 Introduction

Les imperfections géométriques sont inévitables et sont généralement induites par le procédé de fabrication. Les défauts peuvent être locaux ou globaux. La charge critique de la coque est fortement diminuée à cause de la présence des défauts. La mesure des imperfections géométriques est donc nécessaire pour connaître l'influence des défauts sur la charge critique mais aussi sur le comportement de la coque. Nous disposons d'un banc de mesures des défauts géométriques Figure 11. Le spécimen à scanner est placé sur une plaque tournante. Ce système permet d'effectuer une rotation de la coque (mesure de parallèles) et une translation axiale du capteur sans contact pour effectuer un déplacement de la section auscultée (mais aussi mesures de génératrices). La géométrie

est relevée à l'aide d'un capteur sans contact (capacitif). Un moteur permet de monter ou descendre le capteur capacitif à l'aide d'un système de vis/écrou, un capteur permet de déterminer la position axiale. La rotation de la plaque tournante s'effectue à l'aide d'un moteur. Chaque point de la coque est défini par ses coordonnées (θ , Z , W). Nous avons décomposé la surface du tube en 252 parallèles et 360 points angulaires de mesures pour chaque parallèle, ce qui permet de connaître assez finement les défauts initiaux.

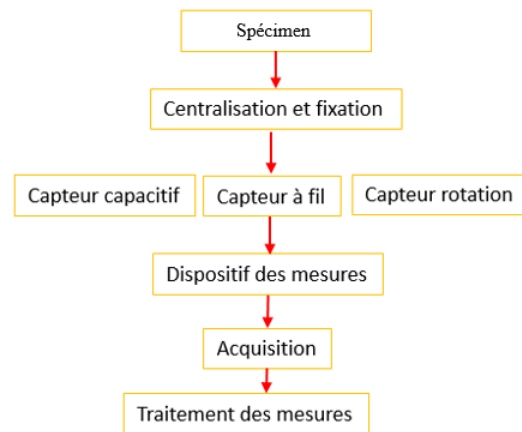
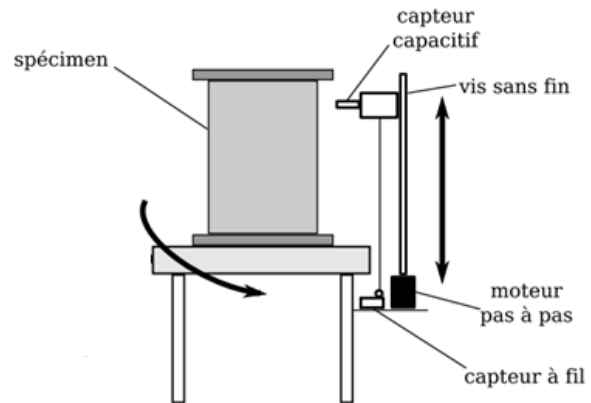


Figure 137 : Banc de mesure des défauts géométriques

2.4.3.2 Procédure et mesures des imperfections géométriques

1. Disposition du tube sur la table de rotation
2. Règlement de la position du tube à l'aide d'un comparateur de sorte que l'axe du tube coïncide à l'axe de rotation, puis fixer le tube.
3. Mesure de différentes sections, chaque 2mm sur la hauteur du tube, et exploitation des données via le logiciel Agilent.
4. Traitement des données par MATLAB pour récupérer la géométrie réelle du tube.

Les données des mesures sont enregistrées sous forme de tensions électriques sur un PC muni d'une carte d'acquisition. Les signaux sont enregistrés avec une fréquence d'échantillonnage de 0.2s. Le défaut est déterminé par la différence entre le rayon réel et le rayon moyen selon la norme ISO-4291-1985 [104]. Ci-dessous nous analysons les résultats des mesures de géométrie à l'aide du logiciel Matlab R2012a. On exploite ici la géométrie réelle du tube (Figure 138). La qualité du tube est évaluée selon l'Eurocode 3 [105].

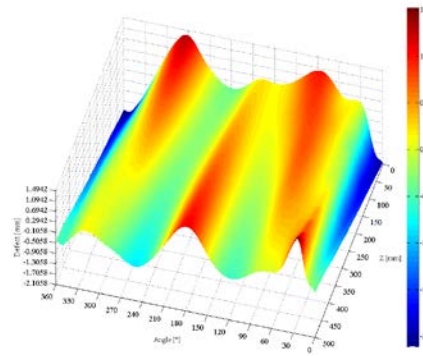


Figure 138 : Géométrie réelle traitée via le logiciel Matlab pour la coque CL01

Selon l'Eurocode 3, il convient d'utiliser un calibre de mesure des fossettes en chaque emplacement (voir la Figure 139) tant dans le sens méridien et dans le sens circonférentiel. Il convient que le calibre méridien soit rectiligne, mais que le calibre utilisé pour les mesures dans le sens circonférentiel présente une courbure égale au rayon de courbure prévu r de la surface médiane du tube.

$$l_{gx} = 4\sqrt{rt} \quad [105] \quad (2.1)$$

$$U_{0x} = \frac{\Delta w_{0x}}{l_{gx}} ; U_{0,max} = \frac{\Delta w_{0,max}}{l_{gx}} \quad [105] \quad (2.2)$$

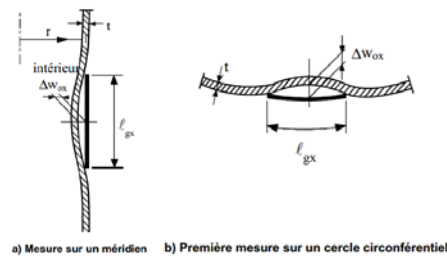


Figure 139 : Mesure des profondeurs Δw_{0x} de fossettes initiales [105]

Classe de qualité de tolérances de fabrication	Description	Valeur de $U_{0,max}$
Classe A	Excellente	0,006
Classe B	Élevée	0,01
Classe C	Normale	0,016

Tableau 16 : Valeurs du paramètre de tolérance de fossettes $U_{0,max}$ [105]

L'amplitude maximale et minimale du défaut et la qualité du tube CL01 sont résumées dans le tableau suivant. Celles des autres tubes sont représentées dans l'Annexe.

Tube	A_{max}	A_{min}	$A_{max} - A_{min}$	A_{max}/t	A_{min}/t	$(A_{max} - A_{min})/t$	$U_{0,max}$	Qualité
CL01	1.5151	-2.1058	3.6209	1.8934	-2.6323	4.5261	0.01578	Normal

Figure 140 : Evaluation de la qualité des coques selon l'Eurocode 3

A_{max}	Amplitude maximale du défaut (mm)
A_{min}	Amplitude minimale du défaut (mm)
t	Epaisseur du tube (mm)
w_{max}	Profondeur des fossettes initiales dans la paroi du tube (mm)

2.4.4 Instrumentation

Afin de mesurer les déformations induites sur la coque dans la direction circonférentielle, nous disposons cinq jauges de déformation (KFG-5-120-C1-11) à mi-hauteur, sur la paroi interne de la coque pour éviter leur décollement du fait de l'interaction avec le sable. Ces jauges sont placés à (72°) l'une de l'autre. Une jauge est collée au voisinage de la soudure (Figure 141).

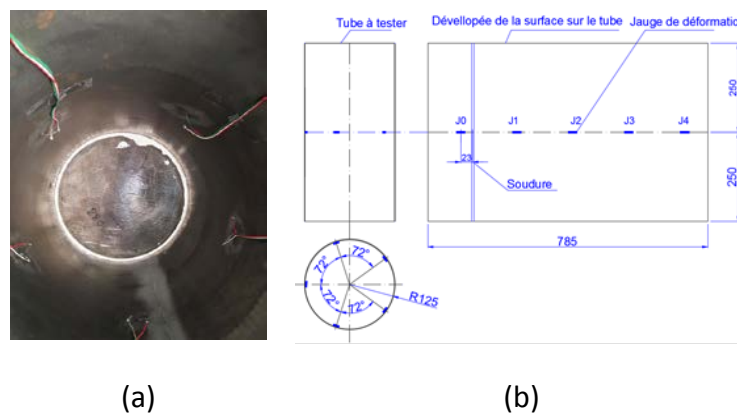


Figure 141 : Tube avec jauge, (a) éprouvette, (b) position de la jauge

2.4.5 Dispositif d'essais

Le chargement est appliqué sur la surface latérale du matériau de confinement par l'intermédiaire d'un coussin gonflable, placé entre le tube épais support d'essai, et le sable de confinement. La structure gonflable est reliée à une pompe qui permet de la remplir d'eau et de la pressuriser. Le coussin gonflable reste dans un état de faible déformation, ainsi en première approximation la valeur de la pression appliquée au confinement est égale à la pression eau mesurée au niveau de l'enveloppe gonflable. Cette valeur est mesurée à l'aide d'un capteur de pression à jauges de type STRAININSERT, positionnée à l'entrée de l'enveloppe gonflable. C'est la seule mesure de pression dont on dispose, et cette mesure ne traduit pas le chargement vu par la coque. L'exploitation de la valeur moyenne des cinq jauges de déformation collées directement sur l'intrados de la coque permet une évaluation de la pression appliquée sur la structure. Les données de l'essai sont enregistrées sous

forme de tensions électriques sur un PC muni d'une carte d'acquisition. Le choix des capteurs est fait en fonction de l'étendue de mesure attendue, la sensibilité, et la précision requises.

Le tube est simplement positionné dans l'enceinte rigide, les conditions aux limites sont donc libre axialement, il n'y a donc à priori pas d'effort induit axialement car l'effet de poisson est libre.

L'enceinte extérieure accueillant le tube, le matériau de confinement et le coussin gonflable, est instrumentée à l'aide de trois jauges de déformation collées sur la surface latérale externe, à mi-hauteur et dans la direction circonférentielle. Ces jauges sont placés à (120°) l'une de l'autre. Les détails sont illustrés Figure 144. Nous supposons que le contact entre le tube et le confinement externe (sable fin) a lieu sans frottement.

Ce dispositif, permet de réaliser des essais de compression radiale de structures tubulaires de caractéristiques mécaniques et géométriques données (250mm de diamètre externe, 0.8mm de l'épaisseur moyenne, 480mm de la longueur). Le chargement est lent et progressif de telle sorte que chaque étape puisse être considérée comme un état stationnaire d'équilibre.

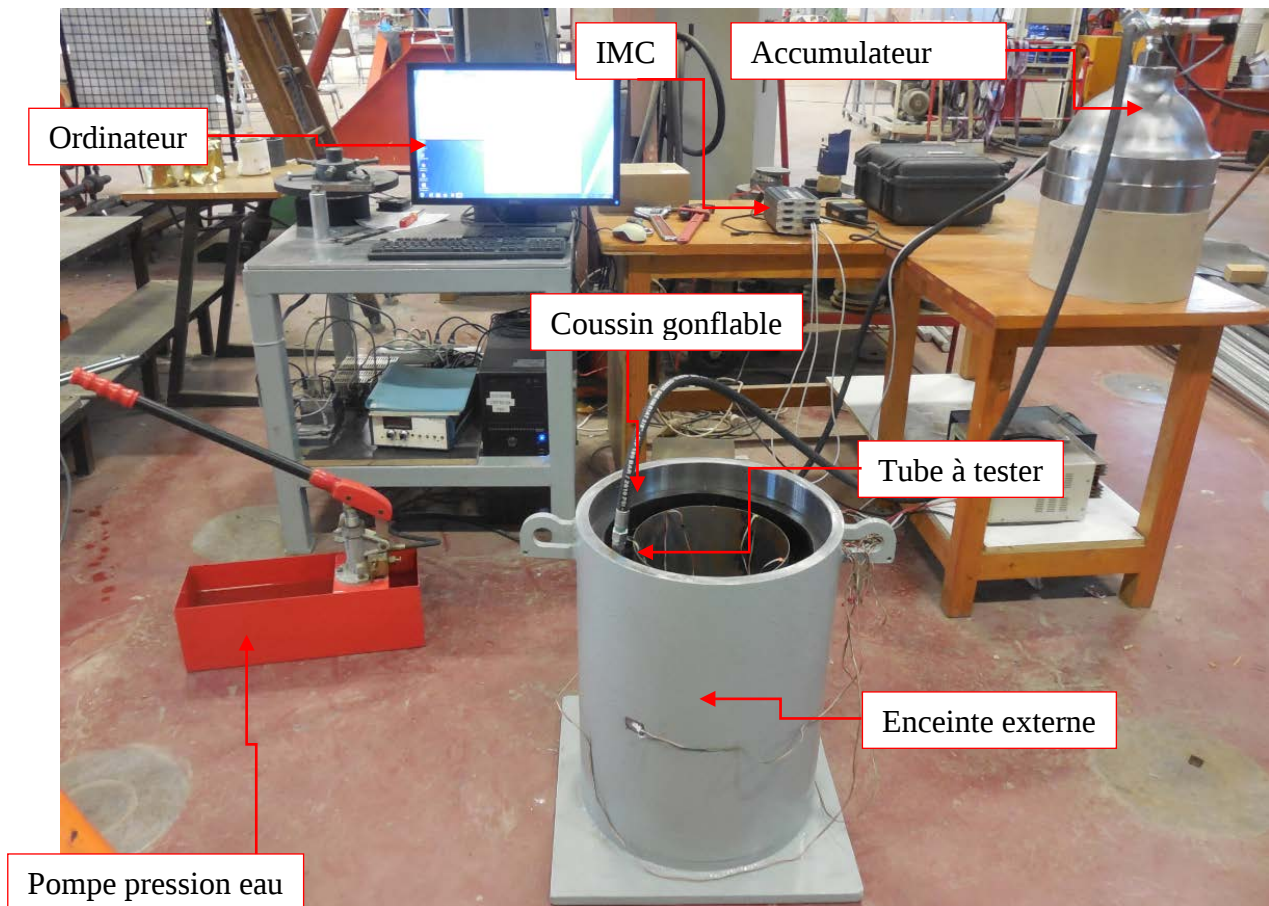


Figure 142 : Banc d'essai

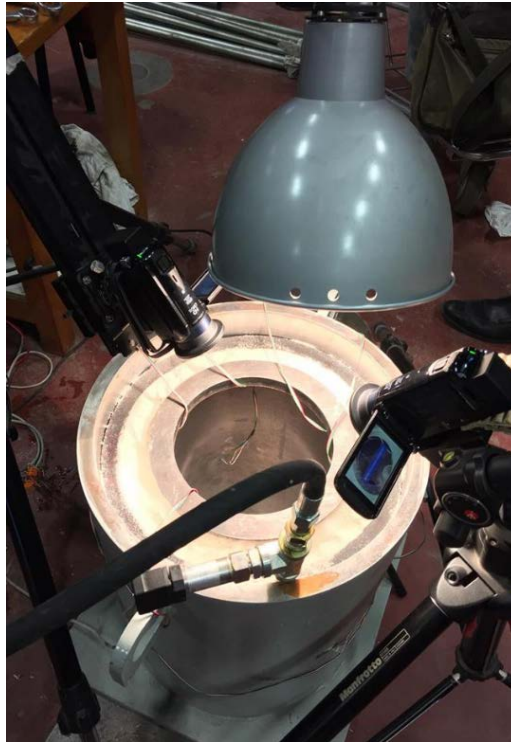


Figure 143 : Banc + caméra et spot d'éclairage

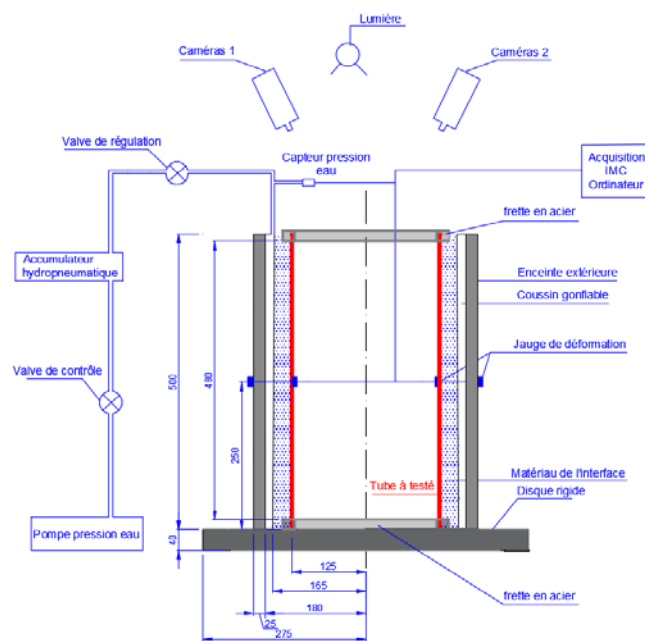


Figure 144 : Schémas du banc d'essai

Le signal est enregistré avec une fréquence d'échantillonnage de 0.2s, deux caméras sont utilisées afin d'observer la déformée de la coque durant le test.

2.4.6 Procédure d'essai

Le matériau de confinement (tel que sable fin, gravier) assure le contact avec la paroi externe du tube. Durant le test, ce matériau est déplacé radialement vers le centre du tube par l'expansion de l'enveloppe gonflable. Trois configurations de rigidité du confinement sont étudiées, soit un sable sec, soit le même sable mais mouillé ou enfin un gravier. Trois coques sont testées pour chaque configuration. Ces essais nous permettent de caractériser le comportement au flambage, la charge de pression critique mesurée au niveau de l'enveloppe gonflable et le mode critique, ainsi que le comportement post-critique du tube testé.

2.4.7 Résultats

Concernant la condition aux limites, pour les deux premiers tests, nous utilisons les frettes (Figure 131) mais ces dernières ne sont pas liées à la coque (pas de métal à bas point de fusion). Ces deux premiers essais nous ont permis de démontrer de la faisabilité de l'essai de flambage dans les configurations de contact choisies. À partir de la coque CL03, les frettes assurant les conditions aux limites sont fixées à la coque à l'aide du métal à bas point de fusion.

Ci-dessous, nous rappelons l'expression donnant la pression externe critique selon l'approche de Yamaki [58] (avec la condition $Z > 100$) pour la coque sans confinement sous la pression latérale, a calculé la pression critique et le mode critique circonférentiel correspondant :

$$P_{cr} = a_p \frac{\pi^2}{12(1-\nu^2)^{0.75}} E \frac{R}{H} \left(\frac{t}{R}\right)^{2.5} \quad (2-3)$$

$$n_{cr} = b_p \pi (1-\nu^2)^{0.125} \sqrt{\frac{R}{H}} \sqrt[4]{\frac{R}{t}} \quad (2-4)$$

Où :

R	Rayon moyen de la coque
E	Module d'Young de la coque
ν	Coefficient de Poisson
L	Longueur droite de la coque

(2-5)

Avec $Z = \frac{H^2 \sqrt{(1-\nu^2)}}{Rt}$; $k_p = a_p Z^{1/2}$; $\beta = b_p Z^{1/4}$

Où a_p et b_p sont des paramètres fonction de Z , du type de conditions aux limites et du type de pression externe. Dans notre cas : $a_p=1.56$ $a_p = 1.506$ et $b_p = 1.07$. nous avons $P_{cr}=2.42$ bar et $n_{cr}=6$

Après vérification du banc d'essais à l'aide des deux premiers tests (CL01 et CL02), nous effectuons trois essais sur la même configuration géométrique, de chargement et de confinement, afin de vérifier la reproductibilité de nos essais. Pour les essais suivants, d'abord nous changeons le matériau

de confinement, avec le même sable mais mouillé afin de lui donner un peu plus de cohésion, puis nous considérons des essais où le tube est renforcé au niveau de la zone de soudure. Les détails des trois différentes configurations d'essai sont illustrés Tableau 17.

Configuration	Renforcement sur la zone de soudure	Type de confinement
1 (tube CL03-CL04-CL05)	non	Sable sec
2 (tube CL06-CL07)	oui	Sable sec
3 (tube CL08-CL09-CL10)	non	Sable mouillé

Tableau 17 : Les différentes configurations étudiées

2.4.7.1 Tests de validation du banc

Nous utilisons deux premiers tubes, CL01 et CL02, pour la qualification du banc d'essais, et pour conclure à la faisabilité de l'essai de flambage avec contact pour les choix faits au niveau géométrique, matériaux (coque et confinement) et de chargement. Dans ces premiers essais nous avons disposé d'un feuilard métallique entre l'enveloppe gonflable et le matériau granulaire (sable fin), l'idée étant de garantir le resserrement de cette enveloppe sur le sable entraînant un mouvement radial vers l'intérieur. Nous rappelons que pour ces deux premiers essais les coques testées sont munies de frettes rigides à chaque section d'extrémité, mais les frettes ne sont pas solidaires de la coque (Figure 145a-b). Le matériau assurant le confinement est un sable fin sec (Figure 145c). Pour ces deux premiers tests nous ne considérons que la nature du mode de flambage, à savoir sa localisation, la nature du mode, et le caractère quasi-statique au sens de progressif ou dynamique de l'apparition du mode critique ainsi que du post flambage. Les Figure 146, Figure 147 et Figure 148 représentent les modes flambage des tubes CL01 et CL02.

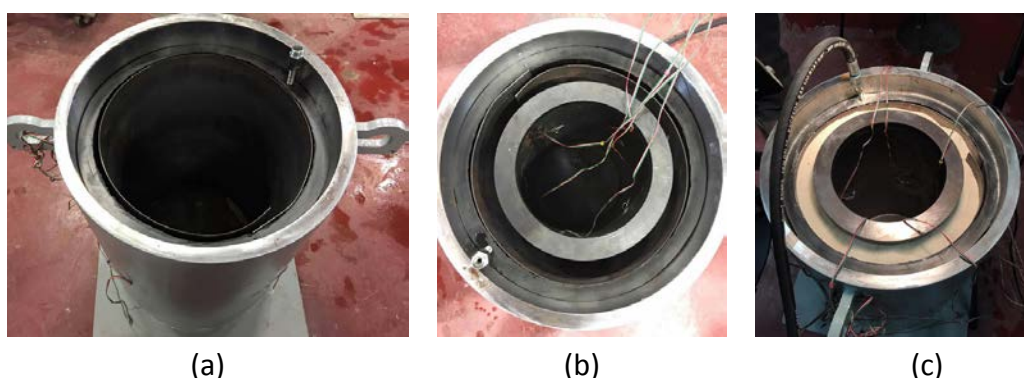


Figure 145 : Bans d'essais et dispositions des éléments constitutifs, a) Tube externe + coussin gonflable + enveloppe métallique, (b) idem + tube à tester, (c) idem + sable sec



Figure 146 : Mode de flambage observé à l'extérieur et intérieur du tube CL01



Figure 147 : Mode de flambage observé depuis l'intérieur du tube CL02



Figure 148 : Mode de flambage observé à l'extérieur du tube CL02

Le flambage correspond à une ondulation locale observée au voisinage du cordon de soudure. Il s'agit d'un mode mono lobe (tout du long du tube). La longueur d'onde semble relativement courte par rapport à celle caractéristique de la pression externe (26.97mm). Précisons que le flambage est soudain et correspond à une instabilité, le cloquage est dynamique.

2.4.7.2 Configuration 1

Pour le premier cas d'étude, dit « configuration 1 », un sable fin sec nous sert de matériau assurant le confinement de la coque (Figure 133a). Aux deux extrémités du tube, nous positionnons des frettes en acier qui sont solidaires du tube, elles assurent des conditions aux limites maîtrisées et reproductibles (Figure 149). En l'occurrence ici, il s'agit d'un encastrement. Pour cette configuration, nous n'utilisons pas d'enveloppe métallique (Figure 150) servant d'interface entre l'enveloppe gonflable et le matériau granulaire. Les Figure 151, Figure 157 et Figure 162 donnent l'évolution de la pression mesurée dans l'enveloppe gonflable versus le temps ainsi que les réponses des jauges circonférentielles pour les tubes CL03, CL04 et CL05. Le temps caractéristique de l'essai est de l'ordre de la minute. Les courbes de la pression mesurée dans l'enveloppe gonflable versus les déformations mesurées sur la coque sont illustrées Figure 152, Figure 158 et Figure 163. Les modes de flambage des tubes sont donnés Figure 155, Figure 156, Figure 161, Figure 166.

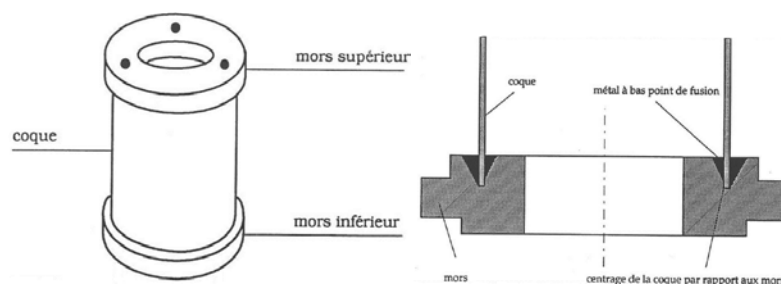


Figure 149 : Coque cylindrique avec frettes aux extrémités

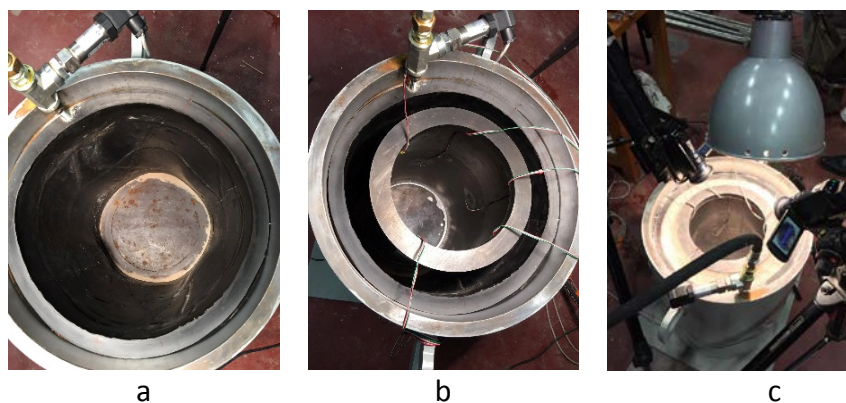


Figure 150 : Modèle sans enveloppe métallique, (a) tube externe + coussin gonflable, (b) idem + tube à tester, c) banc + caméra et spot d'éclairage

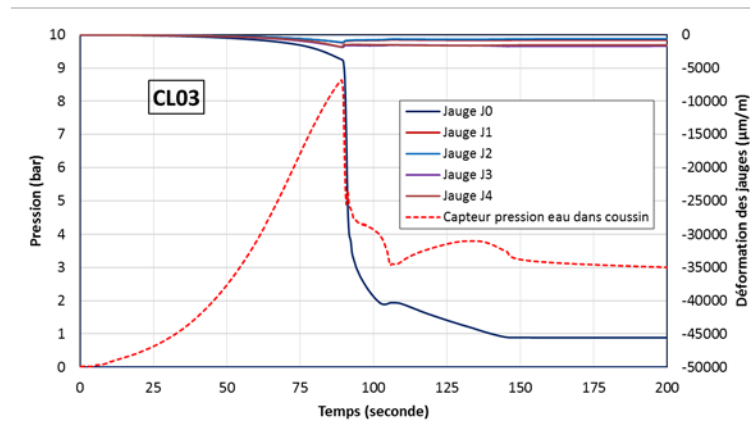


Figure 151 : Courbes pression eau-temps, déformation-temps, coque CL03

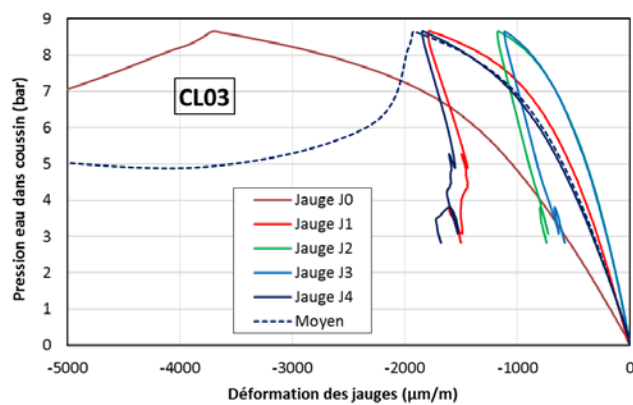


Figure 152 : Courbes pression versus déformation des jauges, coque CL03

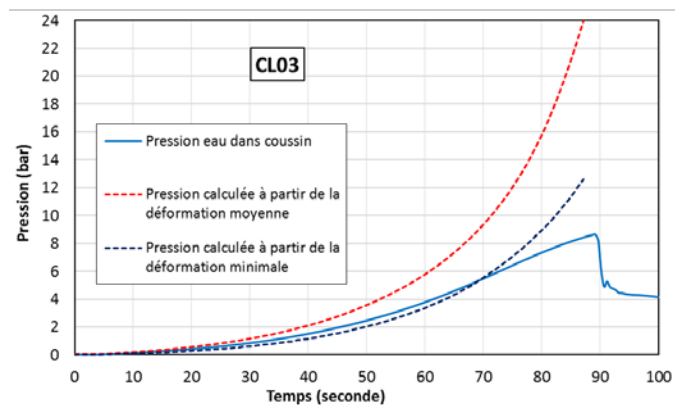


Figure 153. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque CL03

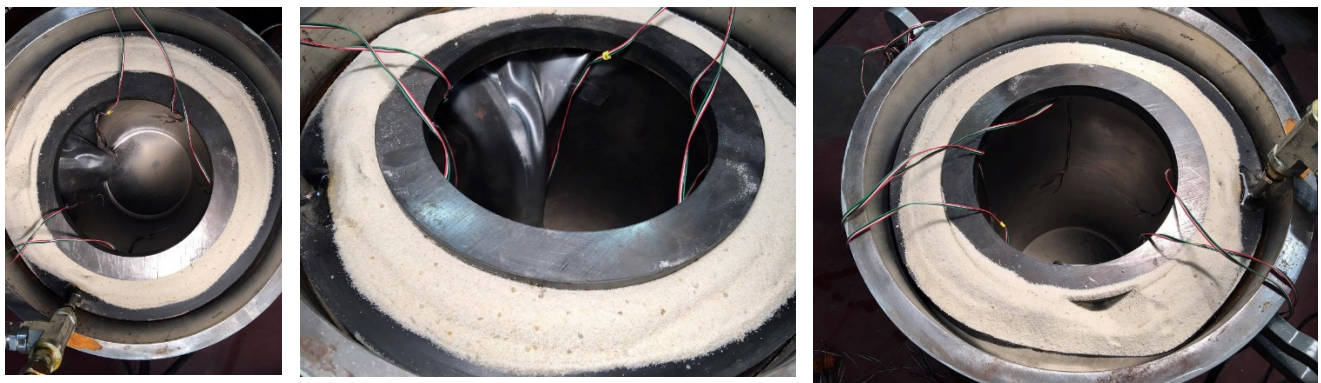


Figure 154 : Observation de la déformée du tube CL03 juste après l'essai

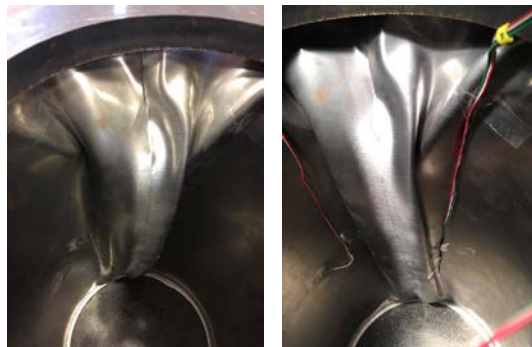


Figure 155 : Mode de flambage observé à l'intérieur du tube CL03



Figure 156 : Mode de flambage observé à l'extérieur du tube CL03

On constate un décollement de la coque de sa condition aux limites. Ce décollement est observé au-delà du flambage, après l'apparition du premier mode mono lobe. Lorsqu'on maintient le chargement, la coque continue à se déformer et un deuxième mode, de plus grande longueur d'onde, apparaît au voisinage du premier. L'apparition du deuxième mode traduit en fait l'accompagnement du matériau granulaire qui continue à exercer une pression pariétale sur la zone initialement cloquée. Cela est possible du fait du manque de cohésion du matériau sable. Lorsqu'on maintient l'incrément du chargement, on induit ainsi un deuxième flambage et l'effondrement par décollement de la condition aux limites. Ce type de comportement ne peut être observé dans le cas d'un matériau de confinement ayant un minimum de cohésion. En effet, l'apparition du flambage, ou cloquage vers l'intérieur, sera synonyme de décharge dans cette zone.

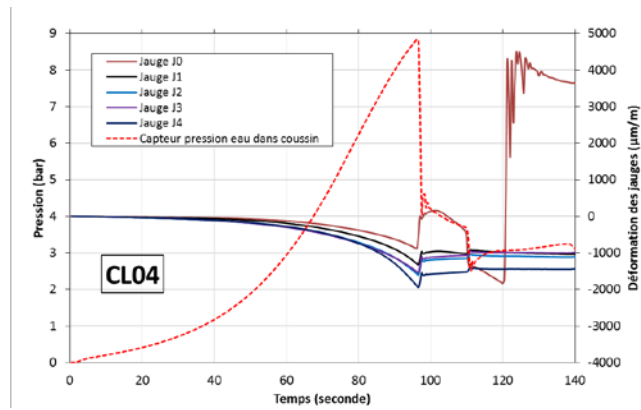


Figure 157 : Courbes pression versus temps, et déformation versus temps, coque CL04

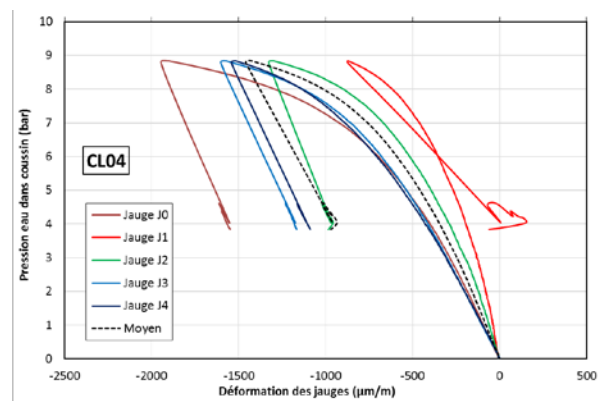


Figure 158 : Courbes pression versus déformation des jauges (coque CL04)

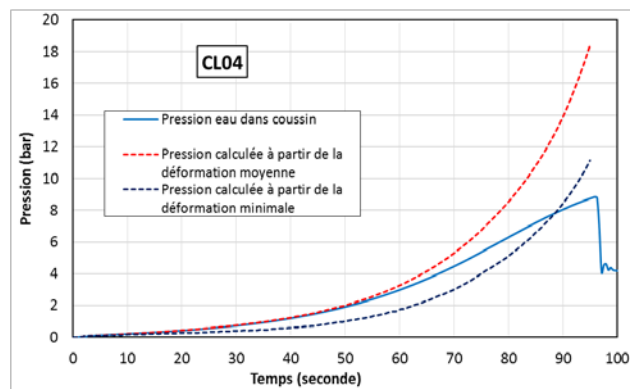


Figure 159. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque CL04



Figure 160 : Déformée du tube CL04 juste après l'essai

Nous constatons une rupture qui se localise le long de la ligne de soudure. Rappelons aussi que la soudure n'est pas continue, ce qui explique l'ouverture constatée à ce niveau. L'observation menée lors de l'essai, ainsi que le film de l'essai, montre que le flambage correspond à l'apparition d'un seul lobe vers l'intérieur. La longueur d'onde est courte (80.55mm). Relativement au mode caractéristique de pression externe (130.83mm). Ce mode apparaît au voisinage immédiat de la ligne de soudure, le flambage est dynamique avec une apparition soudaine et un « bang » traduisant la bifurcation. Il se traduit sur la courbe de charge par une chute de la pression, induite par l'expansion radiale soudaine de la coque et donc une chute de rigidité qui permet au matériau de confinement de s'expanser rapidement dans le lobe induit par le flambage, entraînant une chute de pression dans l'enveloppe gonflable.



Figure 161 : Mode de flambage observé de l'extérieur (tube CL04)

Lorsqu'on maintient le chargement un deuxième mode se forme en continuité du premier, mais cette fois la longueur d'onde circonférentielle est plus conséquente.

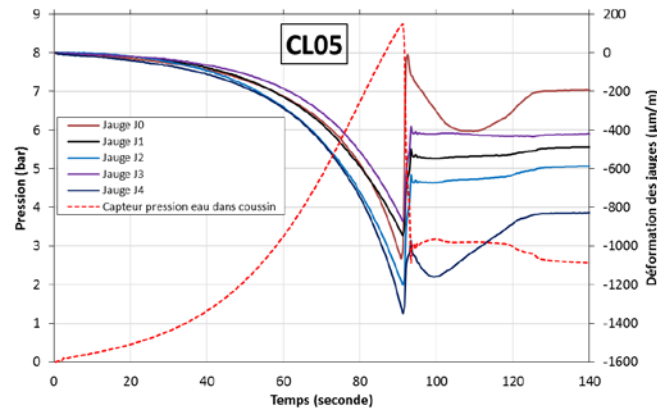


Figure 162 : Courbes pression versus temps, et déformation versus temps, coque CL05

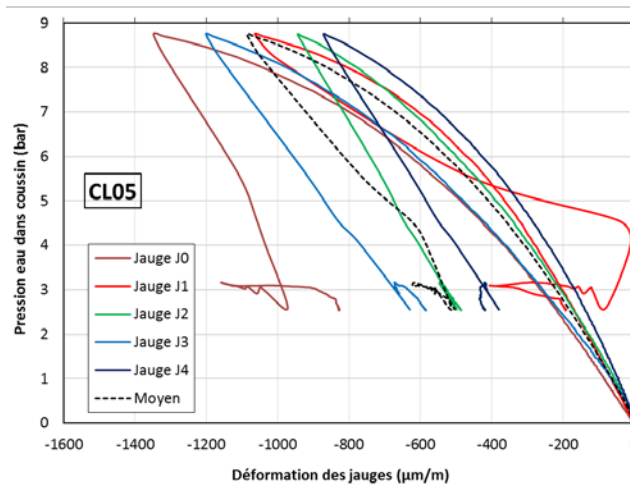


Figure 163 : Courbes pression versus déformation des jauges, coque CL05

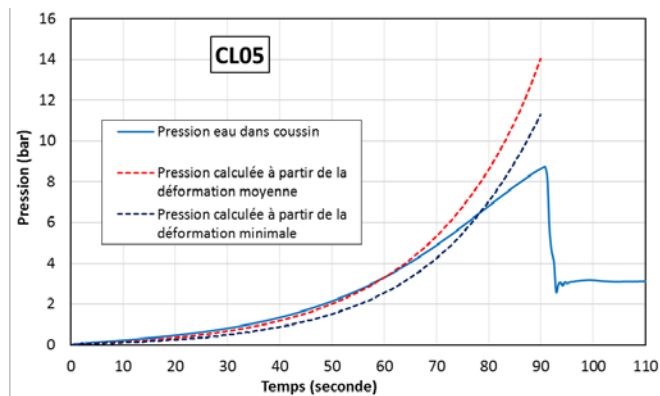


Figure 164. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque CL05



Figure 165 : Déformée du tube CL05 juste après l'essai



Figure 166 : Mode de flambage observé à l'extérieur du tube CL05

Les déformées des tubes CL03-CL04-CL05 (Figure 171, Figure 172), ainsi que la comparaison des courbes de chargement montrent une bonne reproductibilité des résultats sachant que les conditions initiales sont identiques. Les charges critiques respectives sont précisées au Tableau 18.

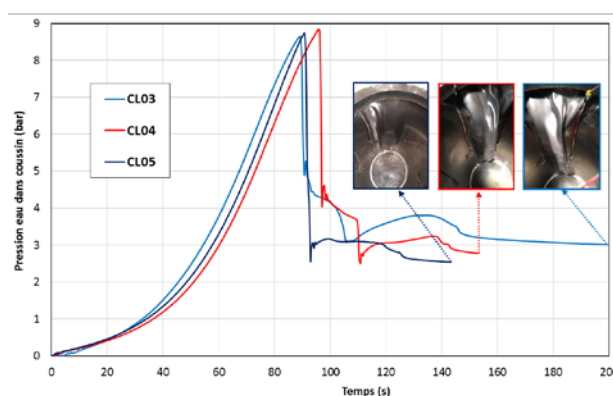


Figure 167 : Courbes pression versus temps (CL03, CL04 et CL05)

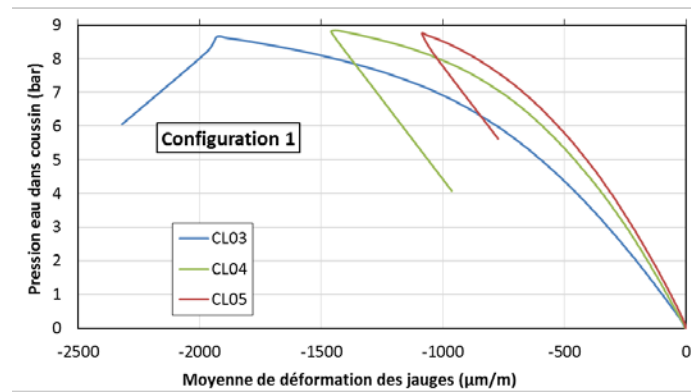


Figure 168 : Courbes pression versus déformation moyenne des jauges, CL03, CL04 et CL05

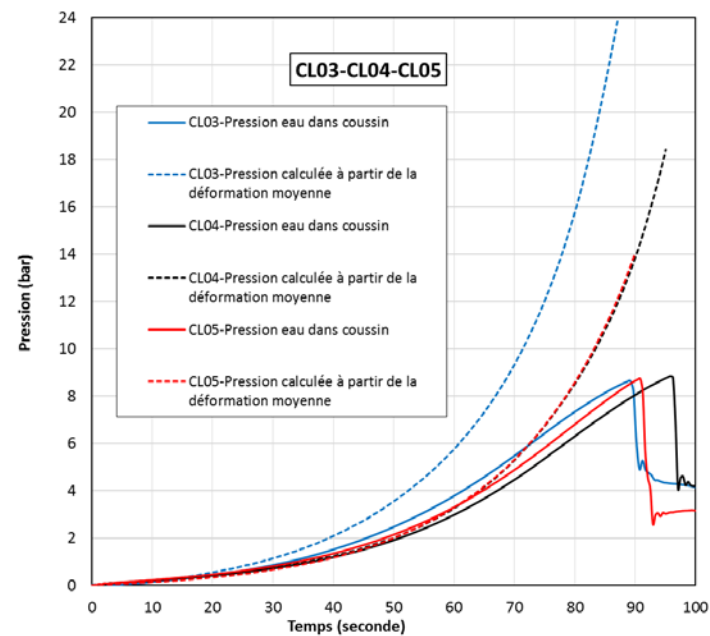


Figure 169. Superposition de la courbe pression eau dans coussin, pression calculée à partir de déformation moyenne versus le temps, coque CL03, CL04, CL05

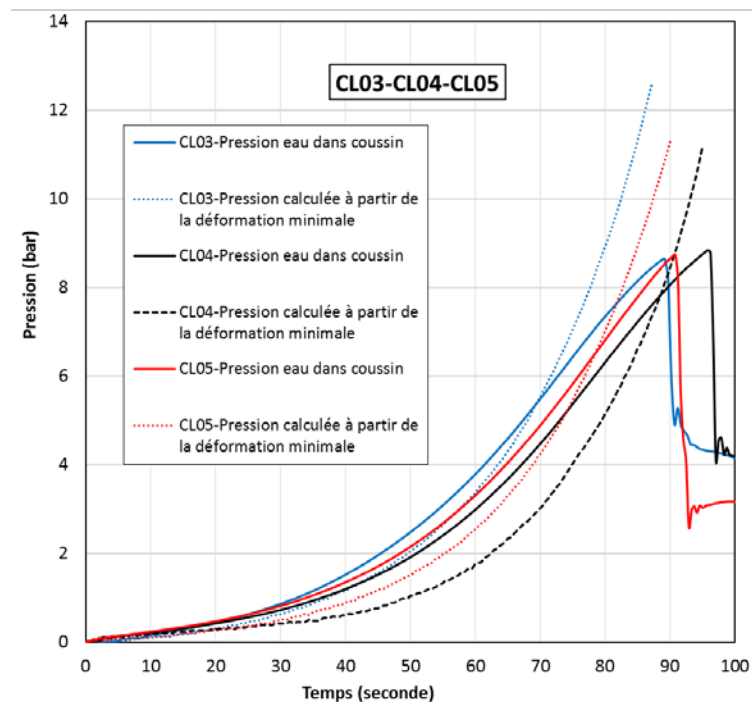


Figure 170. Superposition de la courbe pression eau dans coussin, pression calculée à partir de déformation minimale versus le temps, coque CL03, CL04, CL05

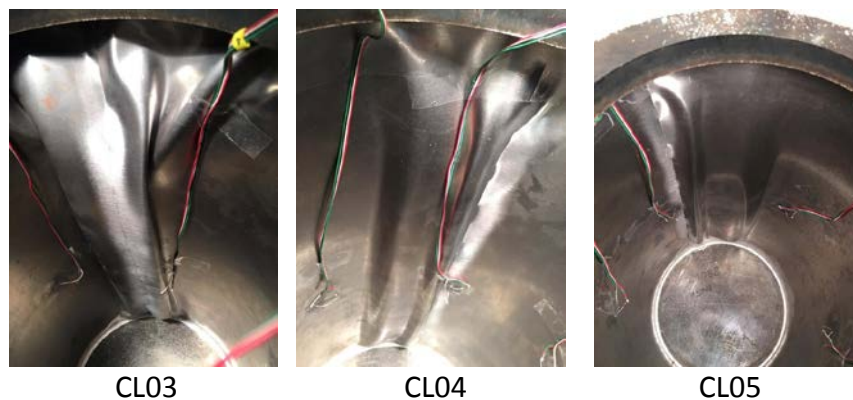


Figure 171 : Mode de flambage observé à l'intérieur (CL03, CL04 et CL05)



Figure 172 : Mode de flambage observé de l'extérieur (CL03, CL04 et CL05)

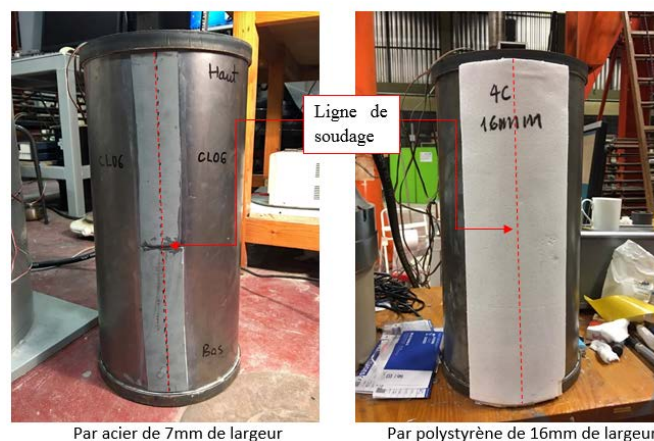
Le Tableau 18 récapitule les pressions critiques obtenues pour chaque essai, rappelons qu'il s'agit ici de la pression dans l'enveloppe gonflable et non de la pression vue par la coque.

Tube	Charge critique (bar)
	Pression mesurée dans enveloppe gonflable
CL03	8.64
CL04	8.84
CL05	8.73
moyenne	8.74

Tableau 18 : Charges critiques obtenues

2.4.7.3 Configuration 2

Dans cette configuration, le matériau assurant le confinement est comme précédemment un sable fin sec (Figure 133a). Afin de mieux comprendre le rôle de la rigidité (changement du matériau de l'interface) du contact entre le tube et le confinement externe, deux tubes sont testés avec deux différentes configurations du renforcement. On a collé une plaque courbe (pour la coque CL06) et le polystyrène (pour la coque CL07) à l'aide d'une bande d'adhésive double face sur la ligne de soudage du tube. Dans cette étude, nous considérons tout d'abord 70mm de largeur circonférentielle, 0.8mm de l'épaisseur de la plaque en acier standard laminé à froid DC01 et 160mm de largeur circonférentielle, 13.6mm de l'épaisseur de polystyrène (Figure 173). Figure 173 : Renforcement sur ligne de soudage de la coque



La Figure 175 et la Figure 179 donnent l'évolution de la pression mesurée dans l'enveloppe gonflable versus le temps ainsi que les réponses des jauges circonférentielles pour les tubes CL06 et CL07. Le temps caractéristique de l'essai est toujours de l'ordre de la minute. Les courbes de la pression mesurée dans l'enveloppe gonflable versus les déformations sont illustrées Figure 174 et Figure 180. Les modes de flambage des tubes sont donnés Figure 178 et Figure 183. On peut constater que la charge critique du tube CL06 est plus haute que celle du tube CL07. Il nous semble clair que la longueur d'onde circonférentielle du mode critique du tube CL06 (26.99mm) est plus petite que celle du tube CL07 (107.91mm) et que celle du tube seule sous pression externe (130.83mm).

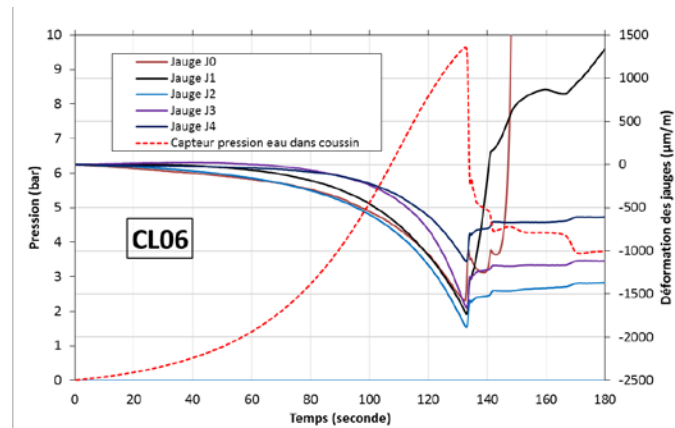


Figure 174 : Courbes pression-temps, déformation-temps, coque CL06

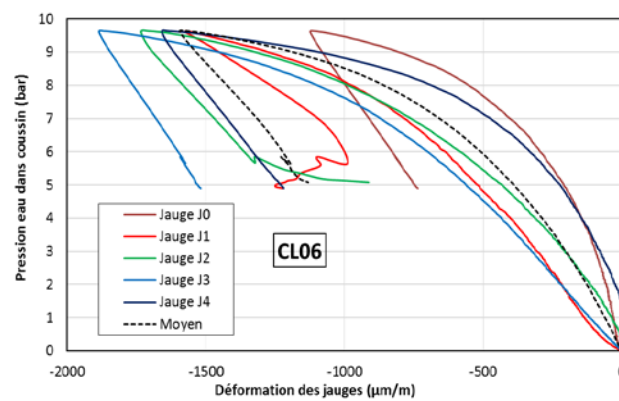


Figure 175 : Courbes pression-déformation des jauges, coque CL06

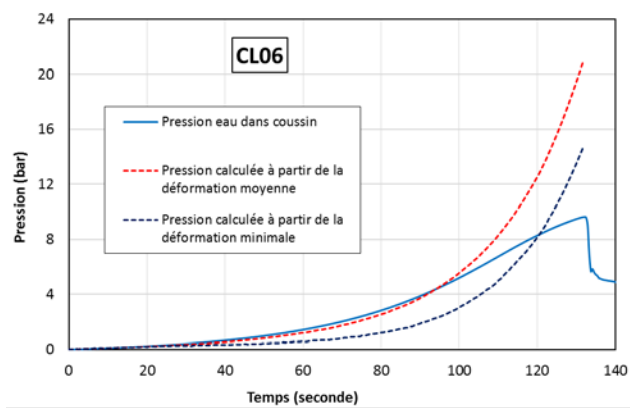


Figure 176. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque CL06

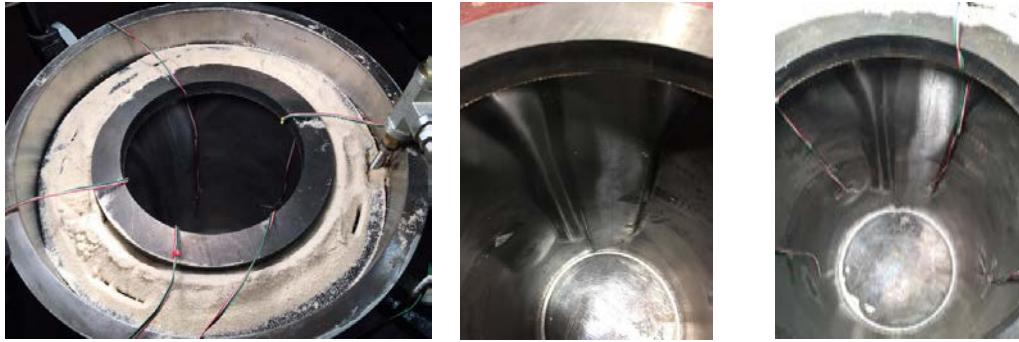


Figure 177 : Déformée du tube CL06 après essai



Figure 178 : Mode de flambage du tube CL06

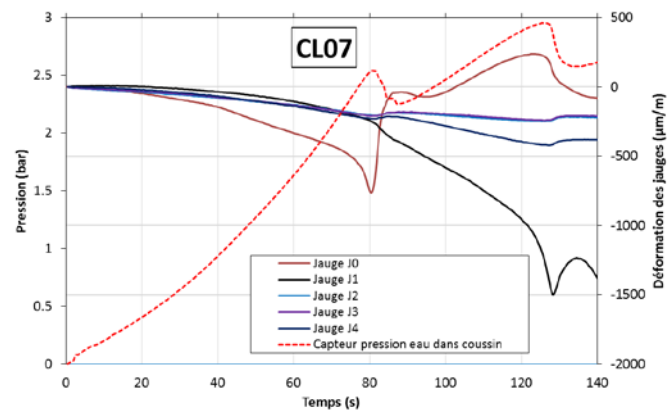


Figure 179 : Courbes pression eau-déformation des jauges, coque CL07

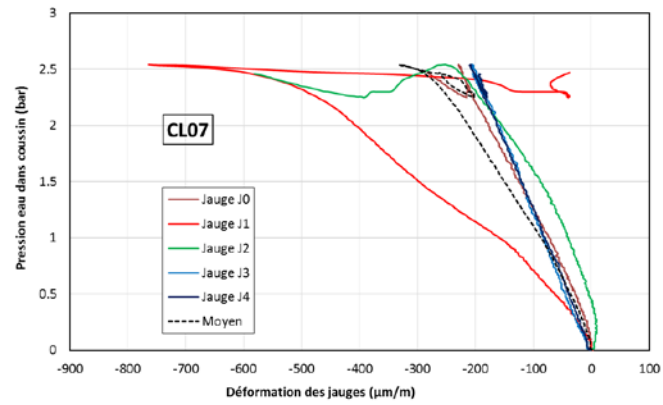


Figure 180 : Courbes pression eau-temps, déformation-temps, coque CL07

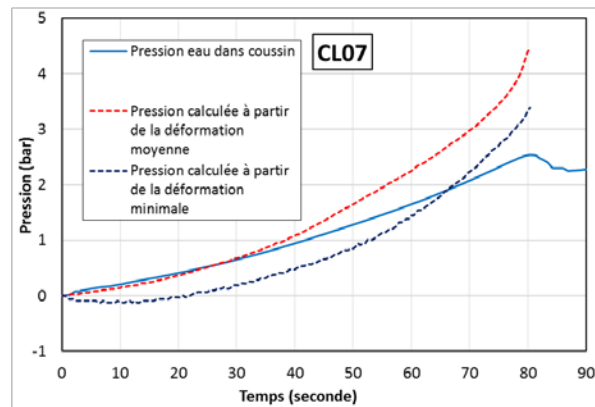


Figure 181. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque CL07



Figure 182 : Déformée du tube CL07 après essai



Figure 183 : Mode de flambage du tube CL07

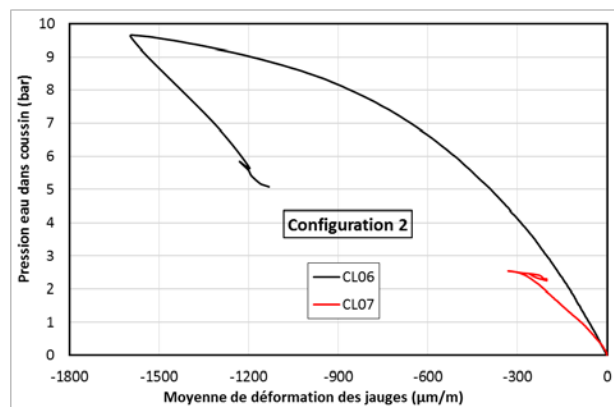


Figure 184 : Courbes pression eau-moyenne des déformations des jauges, CL06, CL07

Le Tableau 18 récapitule les charges critiques obtenues dans enveloppe gonflable pour chaque tube

Tube	Charge critique (bar)
	Pression mesurée dans enveloppe gonflable
CL06	9.64
CL07	2.96

Tableau 19 : Charges critiques obtenues pour chaque tube

2.4.7.4 Configuration 3

Dans cette partie nous étudions l'influence de la rigidité du matériau de confinement. Le matériau ici considéré est le sable mouillé (Figure 185). Le reste est inchangé, et une série de trois essais est effectuée. Les Figure 186, Figure 190 et Figure 194 donnent l'évolution de la pression mesurée dans l'enveloppe gonflable versus le temps ainsi que les réponses des jauges circonférentielles pour les trois tubes testés, CL08, CL09 et CL10. Le temps caractéristique de l'essai est de l'ordre de la minute. Les courbes de la pression mesurée dans l'enveloppe gonflable versus les déformations sont illustrées Figure 187, Figure 191 et Figure 195. Les modes de flambage des tubes sont illustrés Figure 189, Figure 193 et Figure 197.

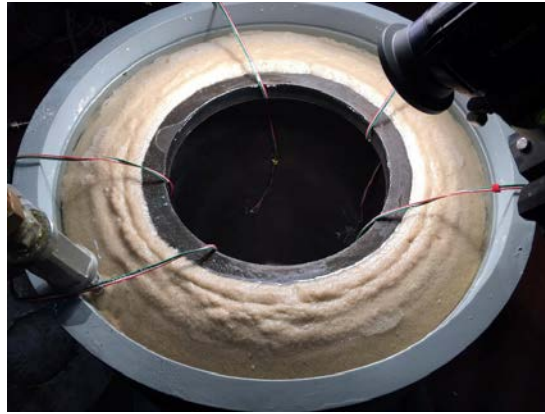


Figure 185 : Matériau de confinement sable mouillé (juste après essai)

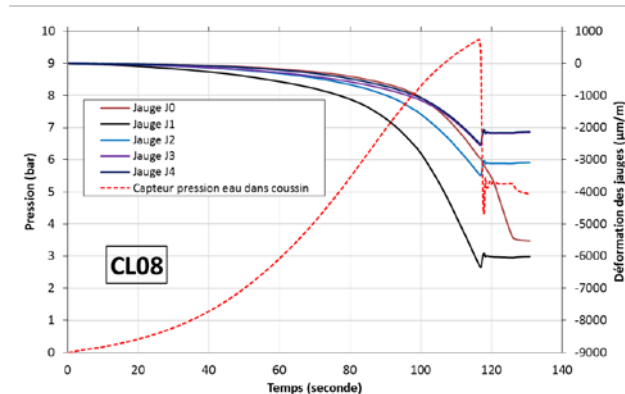


Figure 186 : Courbes pression eau-temps, déformation-temps, coque CL08

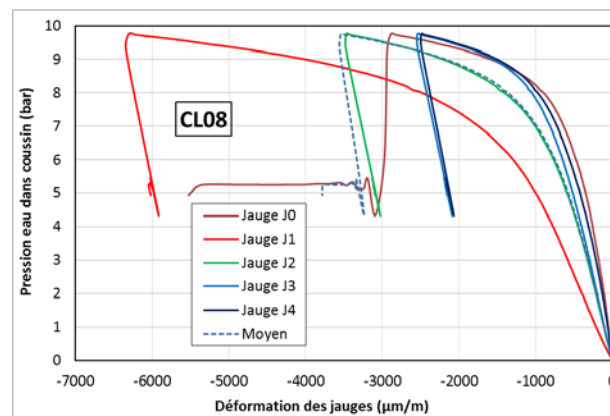


Figure 187 : Courbes pression eau-déformation des jauges, coque CL08

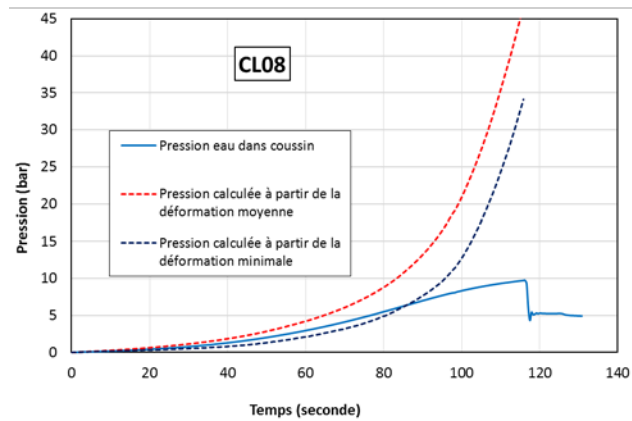


Figure 188. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque CL08



Figure 189 : Mode de flambage observé à l'extérieur et à l'intérieur du tube CL08

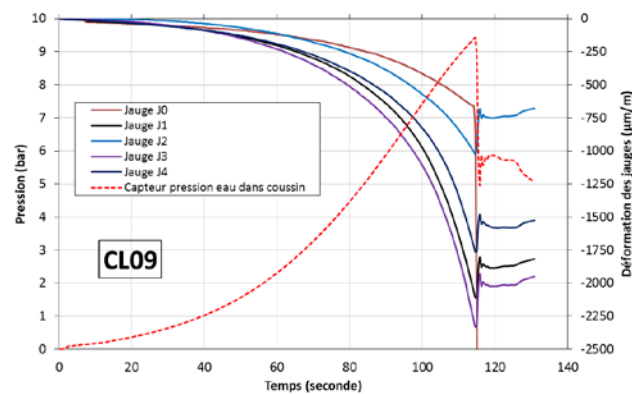


Figure 190 : Courbes pression eau-temps, déformation-temps, coque CL09

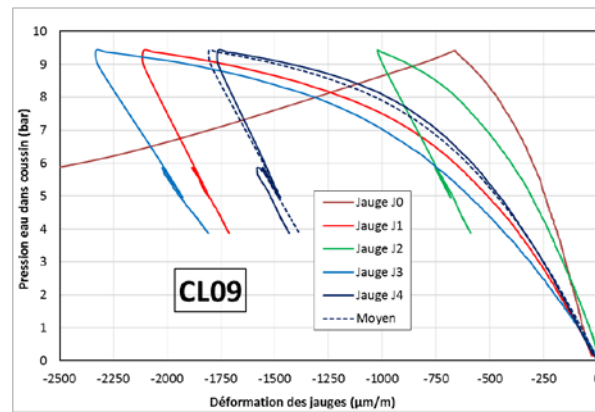


Figure 191 : Courbes pression eau-déformation des jauges, coque CL09

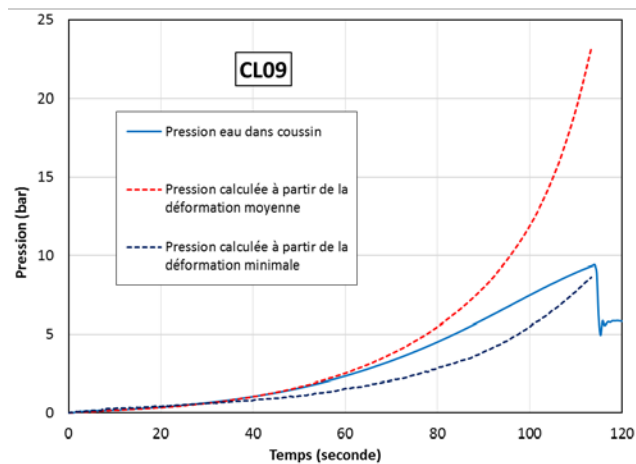


Figure 192. Superposition de la courbe pression versus le temps, coque CL09



Figure 193 : Mode de flambage observé à l'extérieur et à l'intérieur du tube CL09

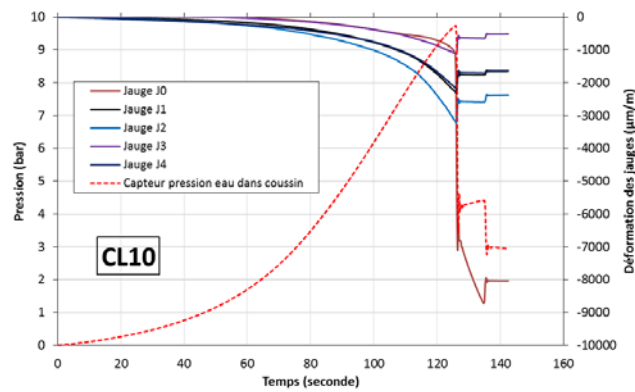


Figure 194 : Courbes pression eau-temps, déformation-temps, coque CL10

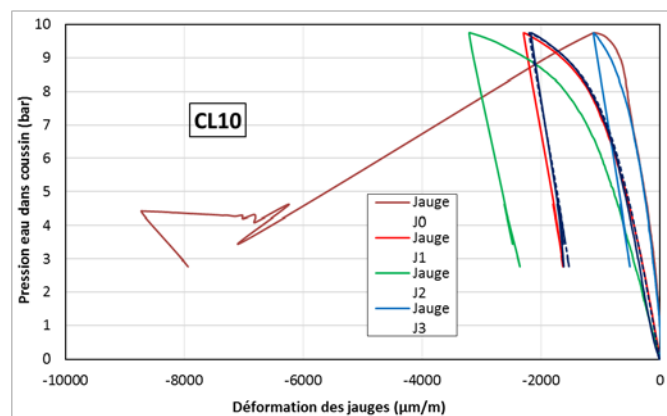


Figure 195 : Courbes pression eau-déformation des jauges, coque CL10

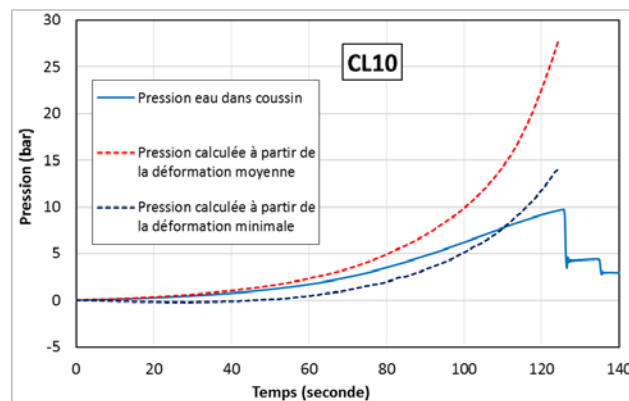


Figure 196 : Courbes pression eau-temps, coque CL10



Figure 197 : Mode de flambage observé à l'extérieur et à l'intérieur du tube CL10

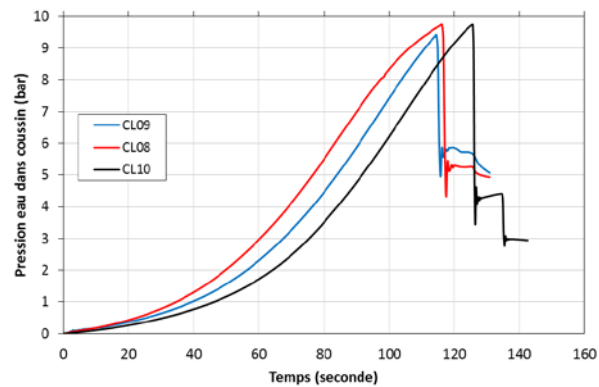


Figure 198 : Courbes pression eau-temps des tubes CL08, CL09 et CL10

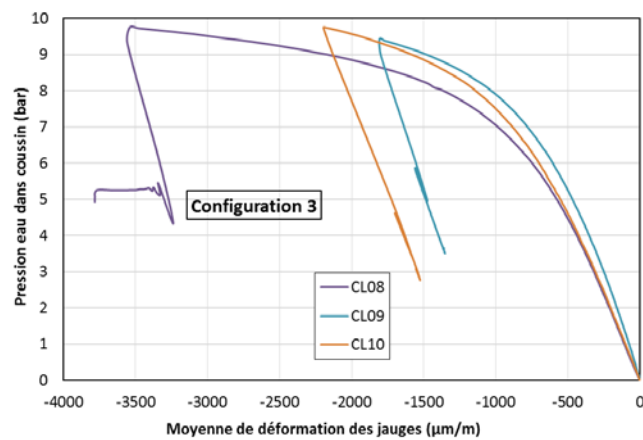


Figure 199 : Courbes pression eau-moyenne des déformations des jauges, CL08, CL09 et CL10

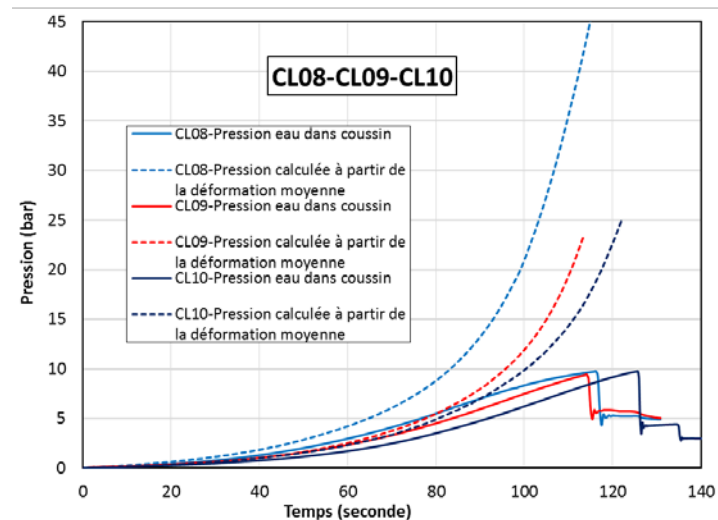


Figure 200. Superposition de la courbe pression eau dans coussin, pression calculée à partir de déformation moyenne versus le temps, coque CL08, CL09, CL10

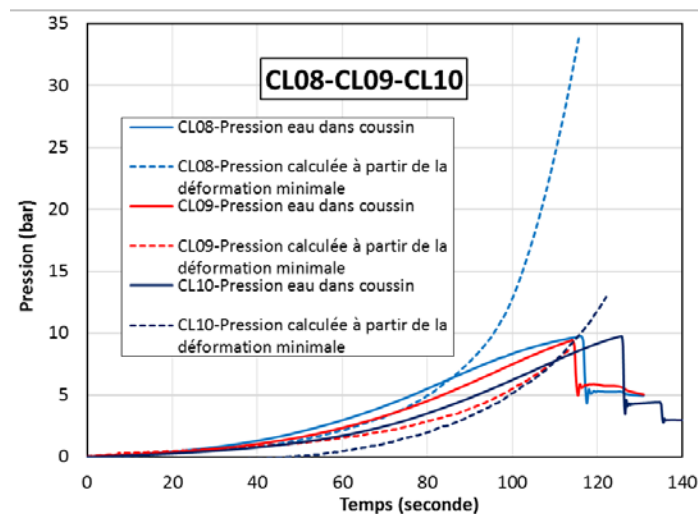


Figure 201. Superposition de la courbe pression eau dans coussin, pression calculée à partir de déformation minimale versus le temps, coque CL08, CL09, CL10

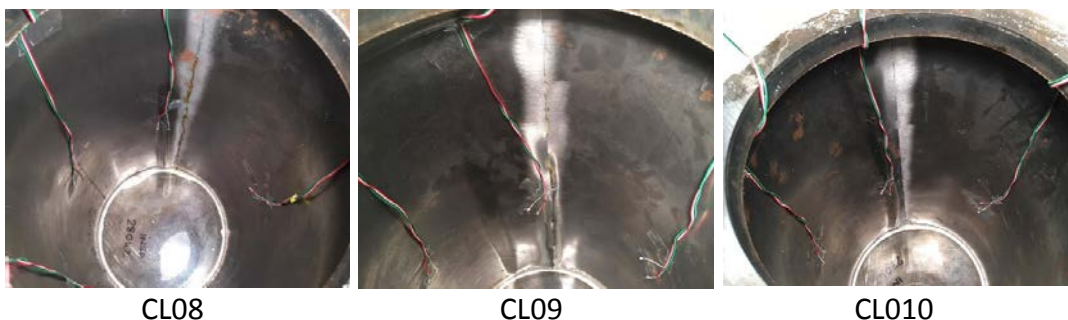


Figure 202 : Mode de flambage observé à l'intérieur des tubes CL08, CL09 et CL10

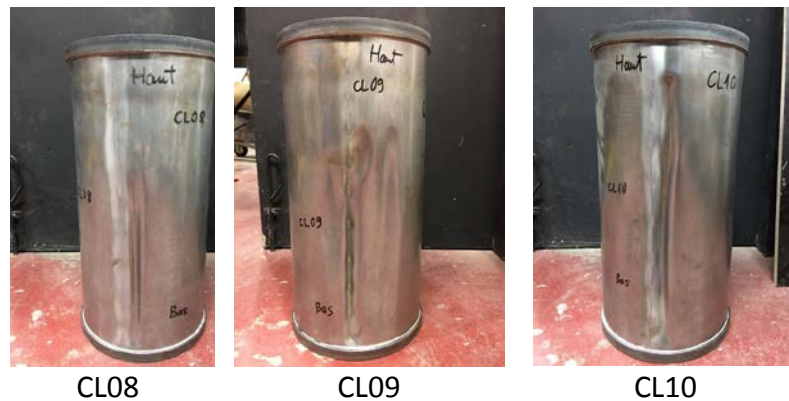


Figure 203 : Mode de flambage des tubes CL08, CL09 et CL10

Le Tableau 20 récapitule les charges critiques obtenues pour chaque tube

Tube	Charge critique (bar)
	Pression mesurée dans enveloppe gonflable
CL08	9.75
CL09	9.42
CL10	9.74
moyenne	9.64

Tableau 20 : Charges critiques obtenues pour chaque tube

On peut constater que la charge critique des tubes de la troisième configuration est plus haute que celle obtenue pour la première configuration. Il nous semble clair que la taille de « cloque » circonférentielle du tube de la troisième configuration est plus petite que celle de la première configuration. La Figure 204 nous montre les gains importants pour les différentes configurations.

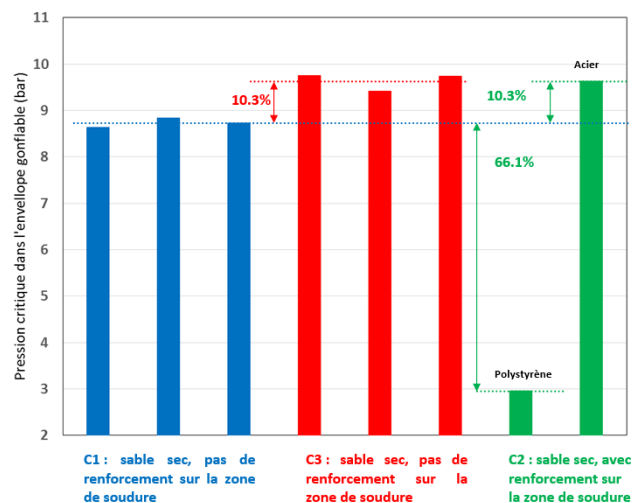


Figure 204 : Bilan de la pression critique pour différentes configurations (C : configuration)

2.4.8 Conclusion

L'objet de ce travail expérimental était tout d'abord de montrer la possibilité d'obtenir du flambage pour une coque soumise non seulement au confinement par un matériau d'une certaine rigidité mais pour un chargement de pression externe dit solide en ce sens que c'est le rétreint du matériau de confinement qui engendre une contrainte circonférentielle compressive dans la coque. L'exemple d'une coque subissant le flambage du fait de l'expansion de la glace qui confine son extrados en est la parfaite illustration. Nous avons aussi pu montrer que dans ce cas le mode est très différent de celui obtenu sous pression externe de type fluide (air). On ne constate qu'une seule cloque ou ondulation vers l'intérieur, de plus la longueur d'onde de ce mode est très courte comparativement à la longueur d'onde critique obtenue sous pression externe. Ceci explique l'atteinte d'une pression critique nettement plus importante, un gain de l'ordre de X % est constaté. Cependant, on sait que la glace est assez hétérogène, et en dehors des jauges qui instrumentent la coque nous n'avons aucune indication sur la pression exercée par l'expansion radiale de la glace. En ce sens, ces premiers essais sont plutôt qualitatifs.

Un banc a donc été mis en place pour précisément étudier le flambage de tubes confinés. Une enveloppe gonflable, positionnée à l'intrados d'un tube jugé infiniment rigide, permet d'expandre vers l'intérieur du tube un matériau granulaire, lui-même en contact avec le tube à tester au flambage. La pression appliquée au matériau de confinement est cette fois-ci mesurée précisément. Par contre la pression, induite sur la coque à tester par le matériau sable de confinement, n'est pas accessible par mesure, nous disposons cependant d'une série de jauges de déformation sur l'extrados de la coque, ce qui permet d'accéder à une valeur moyenne de la pression subie par la coque.

Les divers essais menés, nous permettent de conclure quant à la pertinence de nos essais au vue de la reproductibilité des résultats et sachant aussi qu'ils corroborent les quelques essais de la littérature.

Nos essais démontrent un gain conséquent induit par le confinement, pour notre cas il est de l'ordre de 358%. Par ailleurs, ce gain est lié à la rigidité du confinement, ainsi il est de 358% pour le sable sec et 398% pour le sable mouillé.

Dans tous les cas de figures étudiés, le mode de flambage est confiné (mono-lobe), de longueur d'onde plus courte que le mode associé à la pression externe, et évidemment systématiquement orienté vers l'intérieur de la coque. Il est aussi clairement établi que plus le matériau de confinement est rigide plus la longueur d'onde circonférentielle du mode est courte, ainsi le « sable mouillé » nous donne une charge critique plus haute et une taille de « cloque » plus petite que celle obtenue pour le « sable sec ». Pour tous les tests ici étudiés, la forme ou allure de la courbe caractéristique pression-déformation est inchangée, et la déformée du tube est quasi-identique.

Chapitre 3. Etude numérique du chemisage des alvéoles HA : Approche conservative du dimensionnement

3.1 Modélisation numériques des essais menés :

3.1.1 Coque avec polystyrène

Dans cette partie nous étudions les phénomènes constatés expérimentalement via la simulation numérique. Au vue de la complexité du problème, liée à l'interaction de plusieurs non-linéarités, les grands déplacements associés au flambage, la plasticité, le contact, la MEF semble l'approche la plus appropriée. Le choix d'un code industriel nous semble de plus incontournable afin de pouvoir disposer de plusieurs éléments finis (modèle 3D), et d'algorithmes suffisamment robustes pour traiter les non-linéarités précités. Nous avons opté pour le code Abaqus selon le schéma implicite, le calcul sera effectué en quasi-statique, en adéquation avec les essais. Le comportement du matériau est supposé homogène, régit par l'élasto-plasticité avec écrouissage isotrope. Il s'agit des coques cylindriques à mince paroi avec confinement externe, soumises à deux types de pression externe, celle appliqué sur la paroi externe du tube, et celle appliquée sur la paroi externe du confinement. La méthode de « Riks modifiée » a été utilisée, qui est la méthode la plus efficace à cet effet et elle est maintenant principalement utilisée dans les programmes d'analyse structurelle non linéaire. Le chemin d'équilibre non linéaire pression-flèche ($p-\delta$) est tracé à l'aide d'un algorithme de poursuite de Riks. Les choix de modélisation retenus nous ont permis de corroborer les observations expérimentales afin d'étudier la pression critique et le mode de flambage de la coque.

3.1.1.1 Modèle étudié

La coque cylindrique et ses extrémités sont modélisées par des éléments de coque à intégration réduite à quatre nœuds (type S4R), et des éléments solides à intégration réduite à huit nœuds (C3D8R) sont utilisés pour le confinement externe. Les propriétés du matériau de la soudure sont les mêmes que celles de la paroi de l'enveloppe. La paroi de cylindre a été modélisée avec une épaisseur uniforme, 0,237mm. Ses deux extrémités de la coque cylindrique ont été modélisées avec une épaisseur de 1 mm répliquant leur épaisseur supérieure. Il n'y avait aucune contrainte appliquée à deux plaques d'extrémité. Ceci réplique la géométrie réelle du cylindre où ils sont libres de se déplacer. Le band d'adhésive double face est modélisé par les liaisons rigides entre deux surfaces connectées. Le modèle EF utilisé est représenté sur la Figure 205. La limite d'élasticité du matériau de la coque est de 198 MPa. Le module de Young et le coefficient de Poisson est égale respectivement à 189,56 GPa et 0,3. Le module de Young et le coefficient de Poisson acquis du EPS, égal respectivement à 4 MPa, et 0,3.

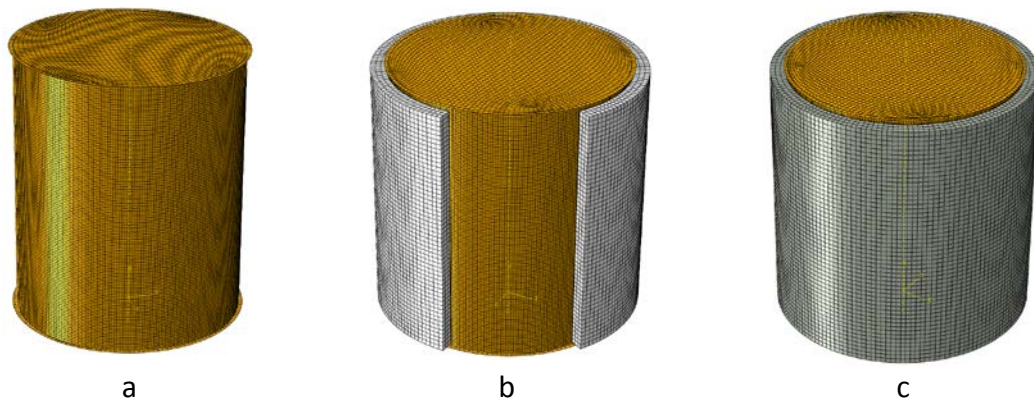
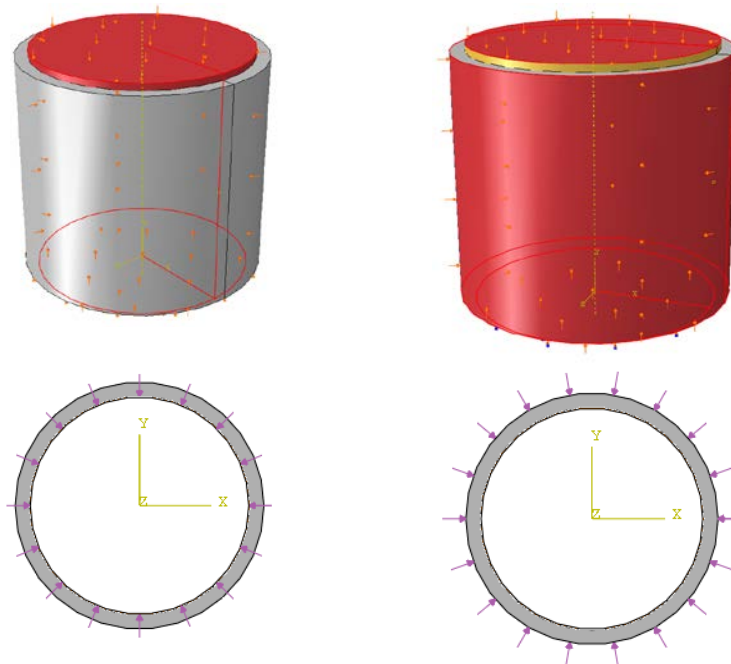


Figure 205 : Modèles étudiés: a) Coque cylindrique sans confinement, b) Coque cylindrique avec confinement local (polystyrène expansé), c) Coque cylindrique avec confinement total



Pression appliquée sur la paroi
externe du tube

Pression appliquée sur la paroi
externe du confinement

Figure 206 : Type du chargement

3.1.1.2 Résultats

L'analyse numérique prédit initialement sept lobes dans le stade élastique de l'analyse non linéaire sur la coque S.1 (voir Figure 208), et au point de bifurcation où le phénomène de flambage se produit, ce nombre de « cloque » se réduit à six (voir Figure 215).

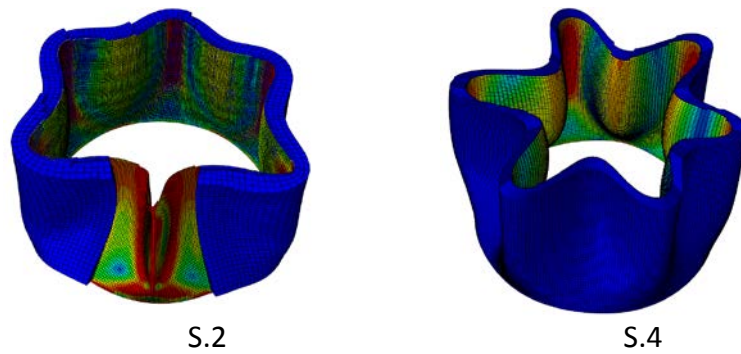


Figure 207 : Déformée des spécimens S.2 et S.4 en observant à la section $Z=h/2$

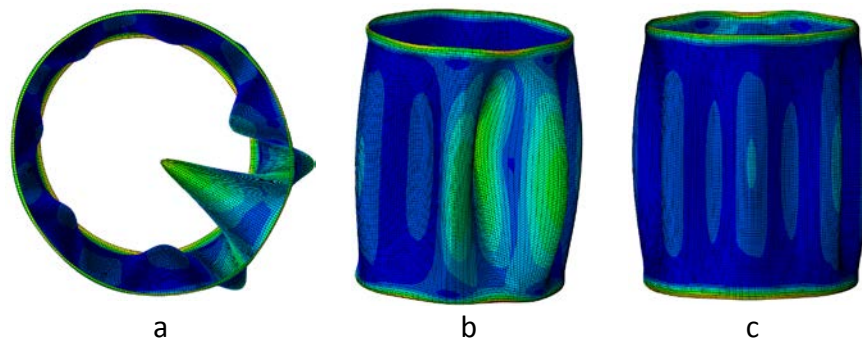


Figure 208 : Déformée prédite en phase de flambage élastique sur la coque seule (spécimen S.1). (a) montre une vue en plan et (b, c) montre une élévation. Les deux extrémités de la coque et le confinement externe sont enlevés pour la clarté visuelle. Déplacements $40^\times$

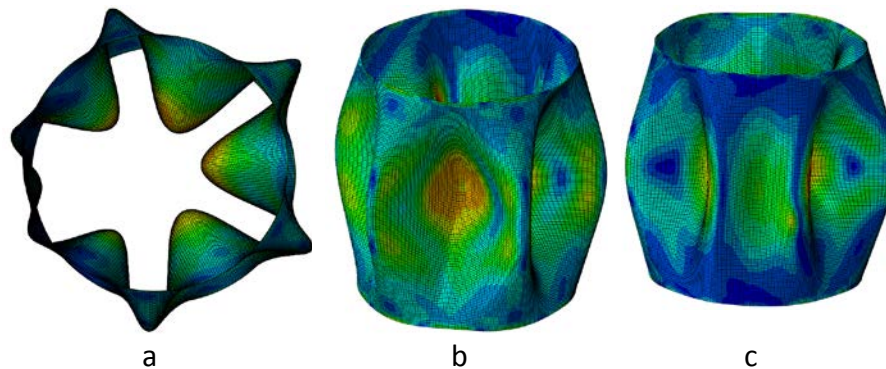


Figure 209 : Snap-through à six lobes de la coque seule (spécimen S.1). (a) montre une vue en plan et (b, c) montre une élévation. Les extrémités du cylindre et le confinement externe sont enlevés pour la clarté visuelle. Déplacements $5^\times$

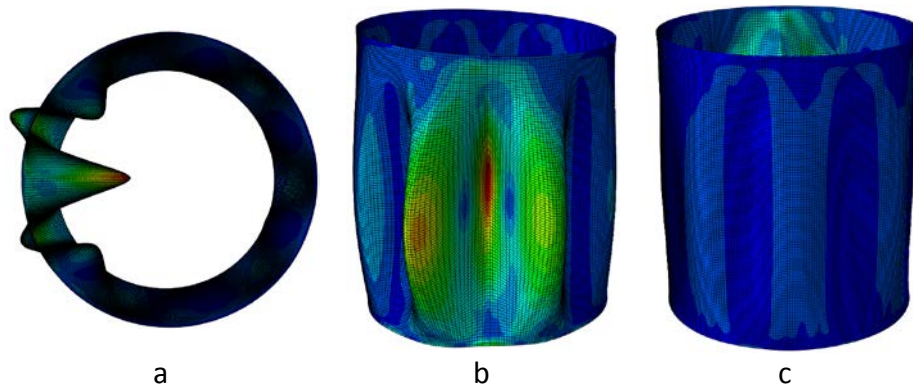


Figure 210 : Déformée prédite en phase de flambage élastique sur la coque avec confinement local (spécimen S.2). (a) montre une vue en plan et (b, c) montre une élévation. Les deux extrémités de la coque et le confinement externe sont enlevés pour la clarté visuelle. Déplacements $40 \times$

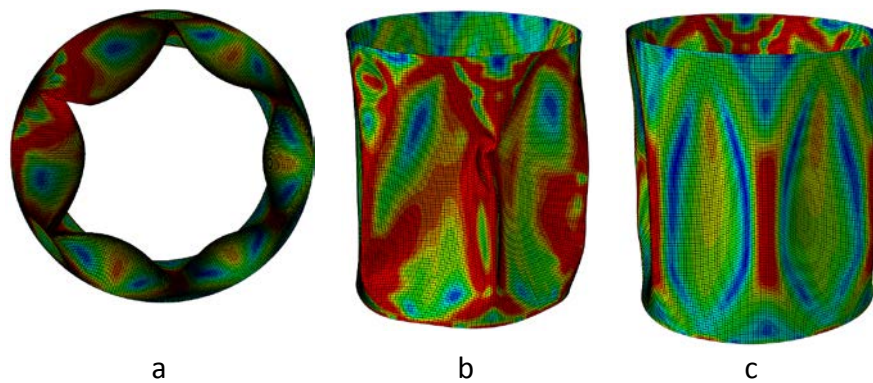


Figure 211 : Snap-through à six lobes de la coque avec confinement local (spécimen S.2). (a) montre une vue en plan et (b, c) montre une élévation. Les extrémités du cylindre et le confinement externe sont enlevés pour la clarté visuelle. Déplacements $5 \times$

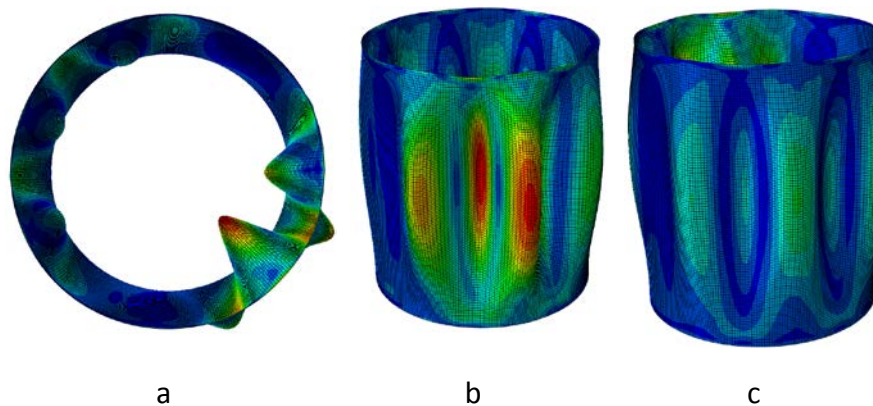


Figure 212 : Déformée prédite en phase de flambage élastique sur la coque avec confinement total (spécimen S.3). (a) montre une vue en plan et (b, c) montre une élévation. Les deux extrémités de la coque et le confinement externe sont enlevés pour la clarté visuelle. Déplacements $40 \times$

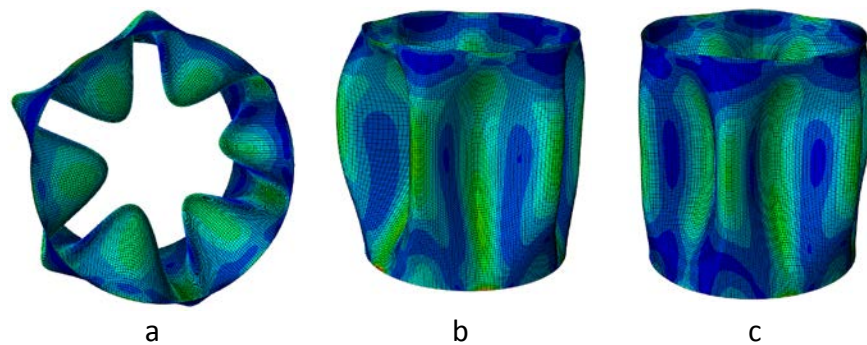


Figure 213 : Snap-through à six lobes de la coque avec confinement total (spécimen S.3). (a) montre une vue en plan et (b, c) montre une élévation. Les extrémités du cylindre et le confinement externe sont enlevés pour la clarté visuelle. Déplacements $5 \times$

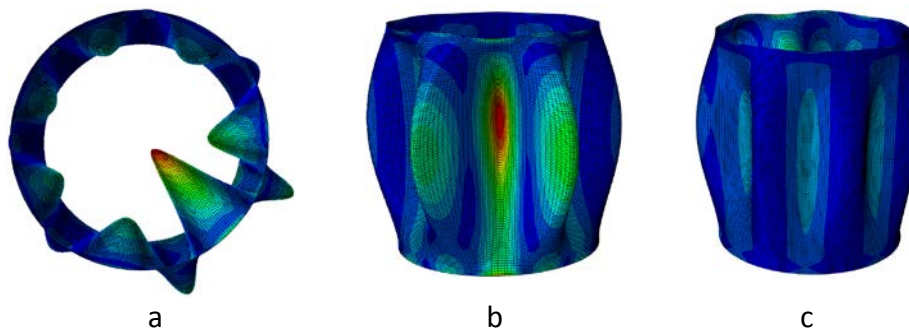


Figure 214 : Déformée prédite en phase de flambage élastique sur la coque avec confinement total (spécimen S.4). (a) montre une vue en plan et (b, c) montre une élévation. Les deux extrémités de la coque et le confinement externe sont enlevés pour la clarté visuelle. Déplacements $40 \times$

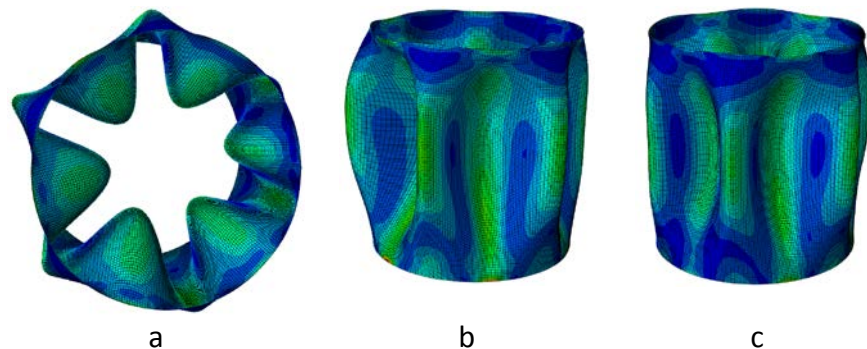


Figure 215 : Snap-through à six lobes de la coque avec confinement total (spécimen S.4). (a) montre une vue en plan et (b, c) montre une élévation. Les extrémités du cylindre et le confinement externe sont enlevés pour la clarté visuelle. Déplacements $5 \times$

Le Tableau 21 montre les charges critiques de flambage initial et de post-flambage des spécimens. Le Tableau 22 donne les comparaisons des charges de flambage initiales et du nombre d « cloque » de flambement, obtenues par l'étude numérique et de l'étude expérimentale.

Spécimen	Flambage initial p^0 (bar)	Post-flambage p^1 (bar)	$P^0_{\text{contact}} / P^0_{\text{plain}}$	Différence (%)
S. 1	1.14	1.14	1.00	0.0
S. 2	1.17	1.20	1.03	2.6
S. 3	1.37	1.27	1.20	20.3
S. 4	1.31	1.31	1.15	14.6
S. 5	1.42	1.42	1.24	24.1
S. 6	1.39	1.43	1.22	22.2

Tableau 21 : Pression critique du flambage initial et du post-flambage pour tous les spécimens

Spécimen	Expérimentation		Modélisation numérique		Différence	
	Charge de flambage initial (bar)	Nombre de mode de flambage	Charge de flambage initial (bar)	Nombre de mode de flambage	Charge de flambage initial (%)	Nombre de mode de flambage
S. 1	1.14	6	1.13	6	0.88	0
S. 2	1.17	6	1.15	6	1.71	0
S. 3	1.37	6	1.36	6	0.73	0
S. 4	1.31	6	1.45	6	10.69	0
S. 5	1.42	6	1.55	6	9.15	0
S. 6	1.39	6	1.59	6	14.39	0

Tableau 22 : Charge critique et nombre du mode de flambage obtenu par l'étude expérimental et l'étude numérique

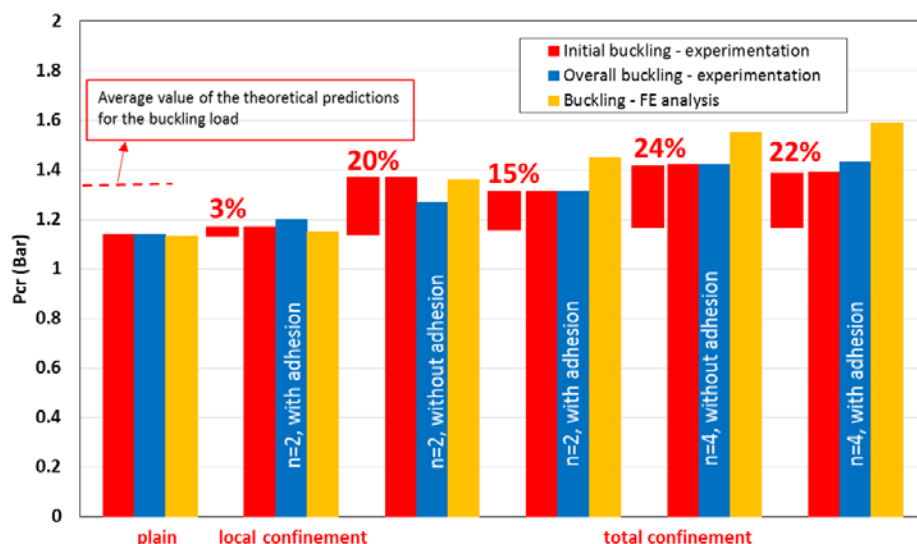


Figure 216 : Comparaison de la charge critique avec les prévisions théoriques (cite par [102], [103] et [100])

3.1.1.3 Conclusion

Nous avons proposé une méthode numérique fiable pour modéliser le flambage sous pression bilatérale des coques cylindriques à mince paroi avec confinement externe, soumises à deux types de pression externe, celle appliqué sur la paroi externe du tube, et celle appliquée sur la paroi externe du confinement. La modélisation numérique de ce procédé (modèle 3D), via la méthode des éléments finis à l'aide du code de calcul Abaqus/Standard 6.12-3 (par la méthode de « Riks modifiée »), a été élaborée. Les choix de modélisation retenus nous ont permis de corroborer les observations expérimentales afin d'étudier la pression critique et le mode de flambage de la coque, il nous montre l'effet d'imperfection initial. La comparaison de la solution numérique avec la solution analytique a montré une très bonne corrélation, elle permet donc de valider l'élément implanté. La pression critique est inférieure par rapport à la solution analytique de Ross, Donnell et Rawad. La théorie classique est basée sur l'hypothèse d'une géométrie parfaite. L'imperfection géométrique réduit clairement la capacité de flambage de coques cylindriques soumises à une pression latérale. Pour la configuration confinée, la pression critique est la fonction croissante de l'épaisseur totale du confinement externe. La condition de contact entre la coque et le confinement total est très sensible sur la charge de collapse. Les coques avec confinement local, donnent la charge critique dans l'intervalle des coques seule et coque avec confinement total (même épaisseur). Sa charge critique a augmentée de 1.8% par rapport le cas de la coque seule. Les résultats nous montrent une sensibilité de l'épaisseur du confinement avec la même rigidité et la condition de contact sur la charge de collapse.

3.1.2 Coque avec sable

La modélisation du chargement est une question délicate, sachant qu'in situ dans les démonstrateurs d'alvéoles HA du laboratoire souterrain de l'Andra, c'est la convergence de la roche de confinement qui induit une déformation du tube servant de chemisage. Nous n'avons aucune garanti, que la

modélisation via une pression externe soit équivalente au chargement réel in situ. Cette question est d'importance.

L'objectif général de cette modélisation numérique est d'étudier le phénomène de flambage sous contact dans le cas d'une coque confinée sous pression externe qui est appliquée directement par le corps externe. Au vue de la complexité du problème, liée à l'interaction de plusieurs non-linéarités, les grands déplacements associés au flambage, la plasticité, le contact, la MEF semble l'approche la plus appropriée. Le choix d'un code industriel nous semble de plus incontournable afin de pouvoir disposer de plusieurs éléments finis (éléments volumiques - modèle 3D), et d'algorithmes suffisamment robustes pour traiter les non-linéarités précités. Nous avons opté pour le code Abaqus selon le schéma implicite, le calcul sera effectué en quasi-statique, en adéquation avec les essais. Le comportement du matériau est supposé homogène, régit par l'élasto-plasticité avec écrouissage isotrope. Il s'agit des coques cylindriques à mince paroi de diamètre externe 250mm, de hauteur 480mm et d'épaisseur moyenne 0.8mm avec confinement externe. La pression est appliquée sur la surface latérale externe du confinement qui est en contact avec un anneau infiniment rigide pour assurer la condition aux limites de l'expérimentation. La méthode de « Riks modifiée » a été utilisée, qui est la méthode la plus efficace à cet effet et elle est maintenant principalement utilisée dans les programmes d'analyse structurelle non linéaire. Le chemin d'équilibre non linéaire pression-flèche ($p-\delta$) est tracé à l'aide d'un algorithme de poursuite de Riks. Les choix de modélisation retenus nous ont permis de corroborer les observations expérimentales afin d'étudier la pression critique et le mode de flambage de la coque. La configuration non-confinée est préalablement menée, ce qui permet d'avoir une charge de référence. Ensuite, nous considérons le cas du tube élasto-plastique diverses influences des paramètres, comme l'épaisseur et la rigidité du confinement, frottement du contact. Ces modèles nous permettent bien entendu de gérer le contact entre le tube et le matériau servant au confinement, l'effet de l'épaisseur et de rigidité du confinement sur le taux entre la pression appliquée sur la surface latérale externe du confinement et celle de la coque. Enfin, nous comparons deux configurations du chargement sur le comportement de la coque confinée.

3.1.2.1 Coque sans confinement

Nous considérons tout d'abord la coque élastique et élasto-plastique ($D_m=249.2\text{mm}$, $t=0.8\text{mm}$, module d'Young $E=210700\text{ MPa}$, $\nu=0.3$) dans le cas « non-confinée ». Le matériau est supposé homogène et isotrope, sa loi de comportement élasto-plastique à écrouissage isotrope. Les paramètres géométriques et matériels du tube sont représentés sur le Tableau 23.

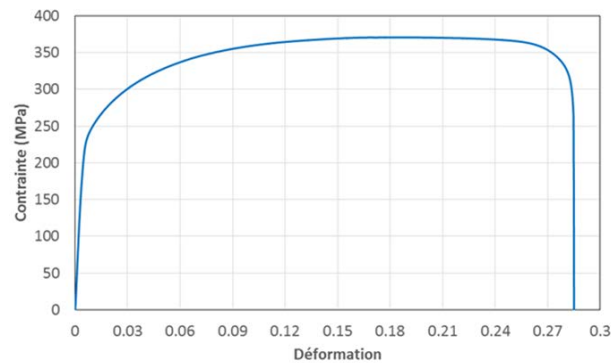


Figure 217 : Courbe de traction du matériau de l'acier DC01

Paramètre	Note	Valeur
Diamètre externe	D (mm)	250
Epaisseur moyenne	t (mm)	0.80
Hauteur outil	H (mm)	480
Module d'élasticité	E (MPa)	209750
Coefficient de Poisson	ν	0.3
Limite d'élasticité	σ_y (MPa)	225
Résistance à la traction	R_m (MPa)	370
Allongement à la rupture	A (%)	28.51

Tableau 23 : Paramètres matériels et géométriques de la coque

Le modèle EF utilisé est représenté sur la Figure 218. La coque cylindrique est modélisée par des éléments solides à intégration réduite à huit nœuds (C3D8R), Figure 218b. La paroi de cylindre a été modélisée avec une épaisseur uniforme, 0.8mm. Les deux extrémités de la coque sont modélisées comme un corps rigide par rapport le point référence RP1 pour l'extrémité en haut, RP2 pour l'extrémité en bas. Dans notre modèle, RP1 est encasté, RP2 est libre, Figure 218a. La coque est soumise à une pression latérale uniforme, Figure 218c.

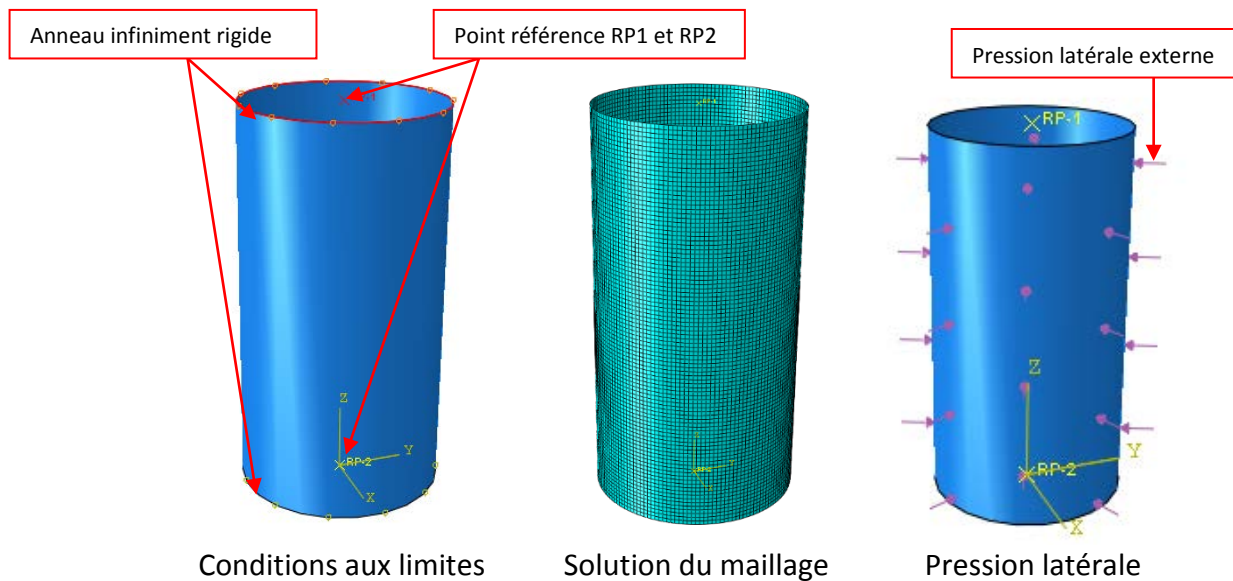


Figure 218 : Modèle du tube sans confinement, pression latérale

Nous utilisons la méthode Buckle (perturbation linéaire ou flambage d'Euler) dans Abaqus dans ce cas nous n'avons pas besoin d'un défaut initial pour le cas de la coque élastique « non-confiné ». Cette approche nous permet de trouver le premier mode critique et la charge critique associée (Figure 219).

La méthode « Riks modifié » est utilisée pour avoir la courbe du comportement de la coque élasto-plastique « non confiné ». Nous considérons un petit défaut géométrique (déplacement axial) au point A à la section $Z=h/2$ avec l'amplitude $\Delta_0 = 0.01\text{mm}$ ce qui nous fait dire qu'il s'agit d'un défaut infinitésimal pour pouvoir initier le flambage. Cette approche nous permet de trouver la charge de collapse et le mode de collapse de la coque élastique (Figure 219- méthode Buckle) et de la coque élasto-plastique (Figure 220- méthode « Riks modifié »). La charge critique est illustrée dans le Tableau 24. Les valeurs critiques par deux méthodes numériques sont illustrées dans le Tableau 24. Ils nous donnent la même valeur, donc le flambage est élastique.

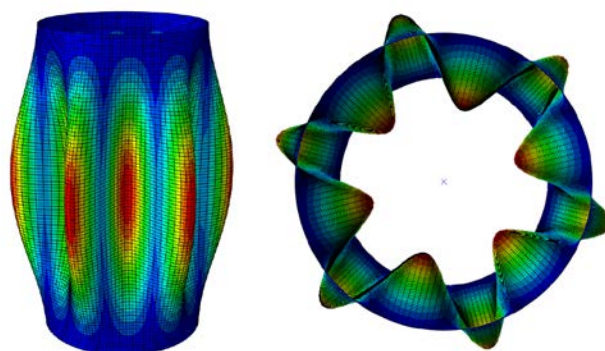


Figure 219 : Déformée du tube sans confinement, pression latérale, méthode Buckle

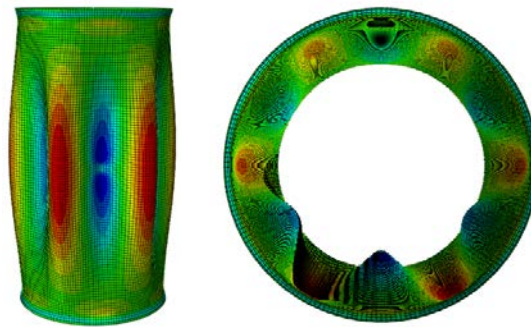


Figure 220 : Déformée du tube sans confinement, pression latérale, méthode « Riks modifié »

Coque sans confinement	Pression critique (Bar)		
	méthode Buckle coque élastique	méthode « Riks modifié » coque élasto-plastique	Approche de Yamaki [58], partie 2.4.7- Page 119
D/t=311, H=480mm	2.42	2.42	2.42

Tableau 24 : Charge critique de la coque sans confinement

3.1.2.2 Coque avec confinement

Dans cette partie, nous considérons le flambage sous contact de la coque confinée. Nous considérons deux configurations du chargement (pression appliquée sur la surface latérale externe de la coque et celle du confinement externe). Nous utilisons la méthode « Riks modifié » pour avoir la courbe du comportement du tube élasto-plastique. Nous considérons un petit défaut ou perturbation initiale géométrique au point A (comme dans la partie 3.1.2.1- Coque sans confinement). En raison du confinement externe, le tube n'est pas libre de se déformer vers l'extérieur et son flambement se produit donc sous la forme d'un « lobe vers l'intérieur ». Cette première étude nous permettra de positionner nos résultats en vis-à-vis de ceux de la littérature notamment en vis-à-vis des solutions analytiques. Cette approche permet de trouver le mode de collapse et la charge de collapse. Ces résultats numériques sont comparés avec les solutions analytiques (Glock, Montel, Vonse Mise).

Le modèle 3D simplifié est réalisé. Vue la symétrie du problème, seule moitié de la structure est modélisée. Le modèle numérique simplifié a été utilisé avec l'hypothèse : la pression est uniforme, matériau du confinement est homogène et isotrope, l'épaisseur de la coque est uniforme. Le confinement externe est modélisé par matériau élastique. La forme de la coque, du confinement externe et de l'anneau rigide du modèle étudié est illustrée dans la Figure 221.

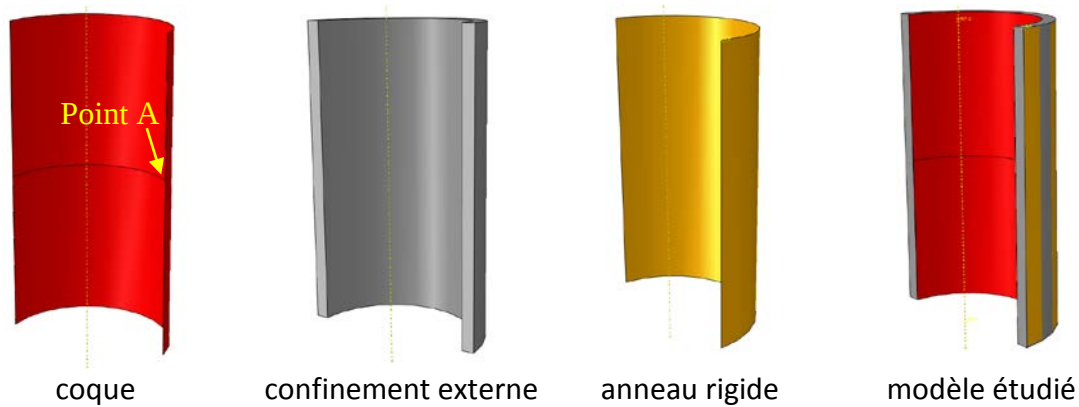


Figure 221 : Forme de la coque et du confinement sur modèle étudié

Dans notre modèle, la surface latérale externe de la coque est en contact avec celle interne du confinement externe. Nous utilisons le type de contact surface-vers-surface (S-V-S) qui est recommandée pour tous problèmes de contact sauf le cas spécifique du contact point-vers-surface. En général, les deux surfaces de contact ont des propriétés mécaniques et des maillages différents, la règle est que le maillage de la surface « maître » est plus grossier que celui de la surface « esclave », ceci pour assurer une meilleure qualité de la solution Figure 222.

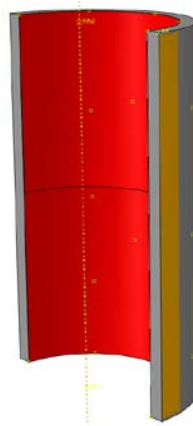


Figure 222 : Configuration du contact S-V-S entre coque-confinement externe, confinement externe-anneau rigide

Les conditions aux limites sont représentées Figure 223. Dans Abaqus, il est possible de créer plusieurs étapes dans lesquels on peut définir le chargement et la méthode de résolution. Il sera possible de créer plusieurs étapes sachant que la fin d'une étape constitue les conditions initiales pour l'étape suivante. Il est donc facile de modifier les conditions aux limites, les chargements et les méthodes de résolution. Le chargement est la pression externe uniforme.

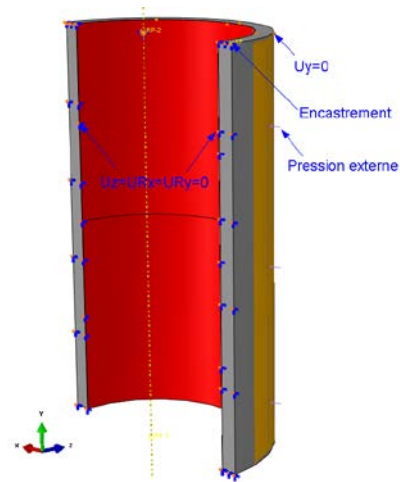


Figure 223 : Conditions aux limites et chargement

La modélisation du chargement est une question délicate, sachant qu'in situ c'est la convergence du matériau sol qui induit une déformation du tube, et donc de façon équivalente une pression externe. Cependant nous n'avons aucune garanti, que la modélisation via une pression externe soit équivalente au chargement réel in situ. Cette question est d'importance, et notre étude numérique devra y apporter une réponse claire et sans équivoque.

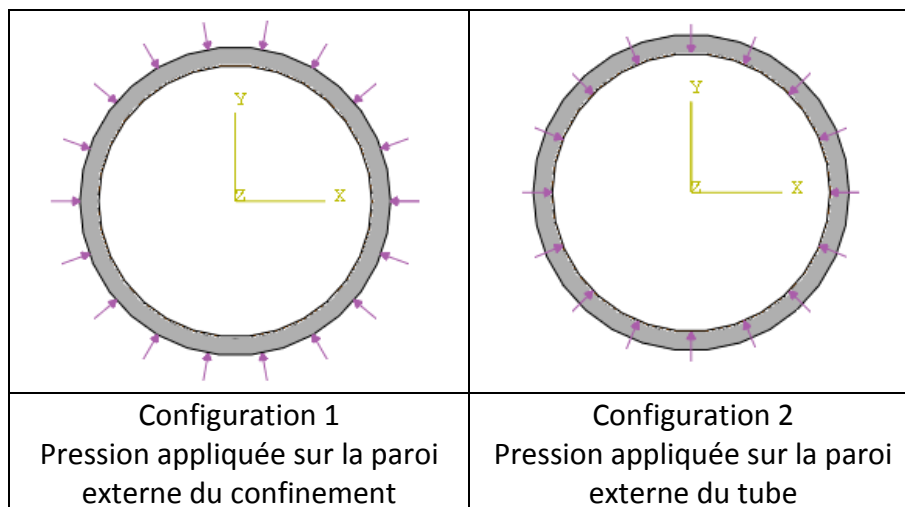


Figure 224 : Deux configurations du chargement

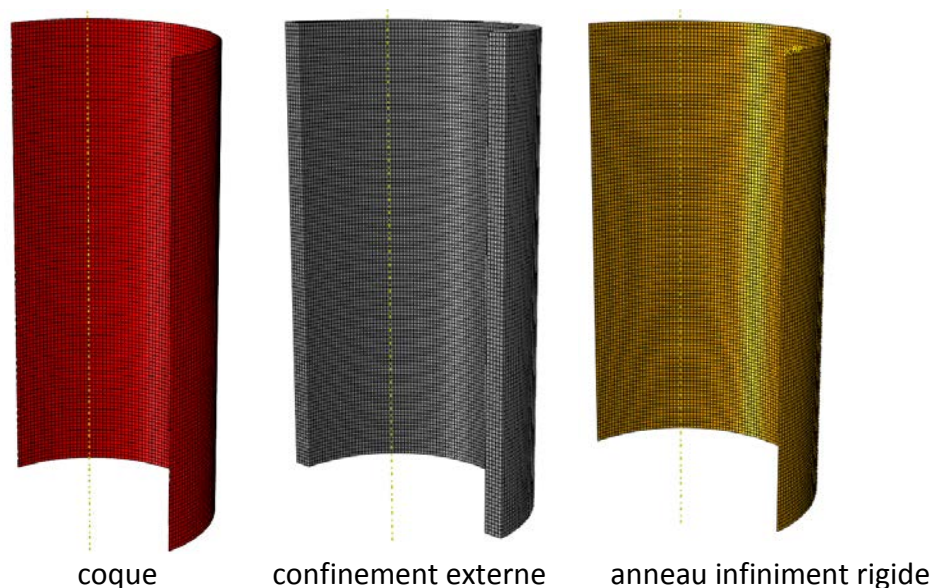


Figure 225 : Solution du maillage de la coque, du confinement et de l'anneau rigide

Dans notre modèle, la coque et le confinement sont maillés à l'aide d'élément volumique C3D8R. L'anneau externe est infiniment rigide, donc il est modélisé par des éléments coques rigides R3D4. Il est discrétisé de façon suffisamment fine pour bien transmettre les contraintes de contact, mais suffisamment grossier pour assurer la condition de surface maître.

3.1.2.3 Résultats

Nous traitons ici, le cas de la coque, de 250mm de diamètre externe, de 0.80mm d'épaisseur, traitée expérimentalement. Le confinement fait 20mm d'épaisseur, et l'effet de sa rigidité est pesé via son module élastique qui peut varier dans la plage [10 MPa ; 4000 MPa]. Les données fixes et celles variables sont précisées au Tableau 34. Pour garantir l'apparition du flambage, de même que pour nos précédents calculs nous considérons l'effet d'un petit défaut initial ($\Delta_0/t=0.1/0.8=0.125$). Les Figure 227 et Figure 228 représentent la déformée de la coque, il s'agit d'un flambage mono-loble vers l'intérieur. Nous avons quantifié l'effet de la rigidité du confinement, et constaté qu'il permet d'améliorer la charge de collapse. L'influence de la rigidité du confinement externe sur la réponse de flambement de la coque est montrée Figure 229. Sur la première configuration de chargement, la pression de collapse est fonction de la rigidité du confinement et elle est presque inchangée. L'empatement circonférentielle de la « cloque » ou mode de flambage est plus petit pour le cas du modèle avec grande rigidité du confinement.

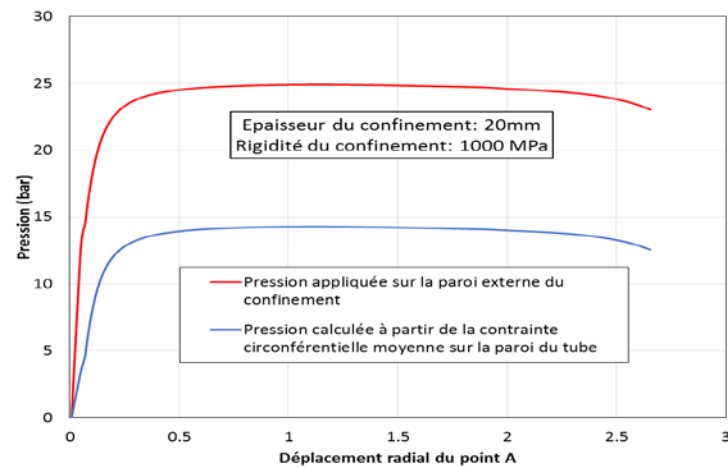


Figure 226 : Superposition de la courbe pression versus déplacement radial du point A

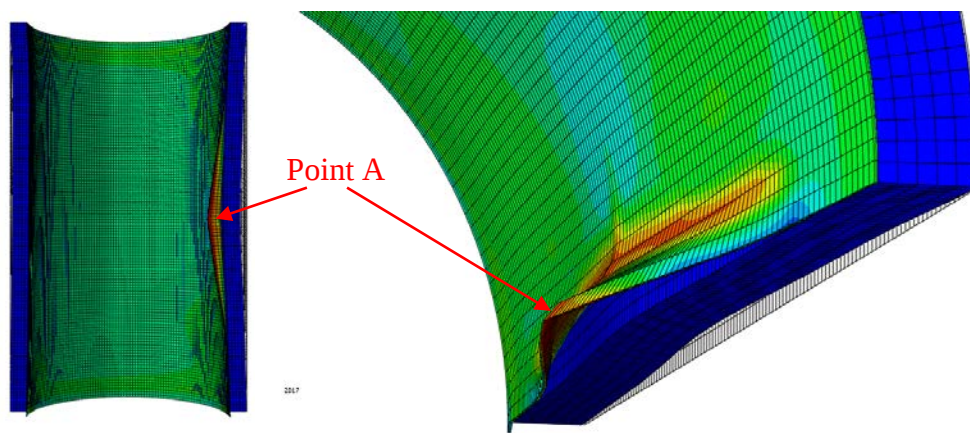


Figure 227 : Déformée de la coque avec confinement ($E'=1000\text{MPa}$, épaisseur 20mm)

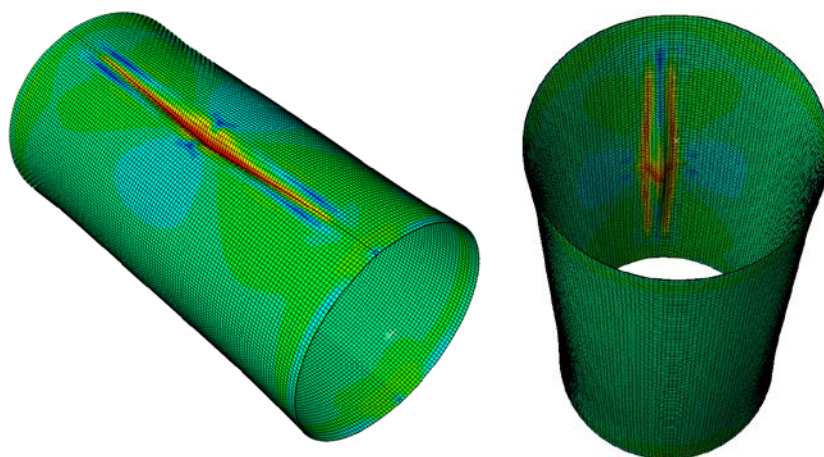


Figure 228 : Mode de flambage, le confinement ($E'=1000\text{MPa}$, épaisseur 20mm) est apuré pour clarté

Nous considérons l'effet de la rigidité du confinement (épaisseur fixe mais module variable), pour rappel, les paramètres analysés sont donnés au Tableau 25. Nous avons donc considéré différentes rigidités du confinement, ce qui permet d'améliorer la charge de collapse. L'influence de la rigidité du milieu confinant sur la réponse au flambement du tube est montrée Figure 229. Les valeurs de la pression de collapse, appliquée sur la paroi du tube, augmentent lorsque la rigidité du confinement augmente.

Coque élasto-plastique/ Confinement élastique

Epaisseur du tube t_{tube} (mm) 0.80

Epaisseur du confinement t_c (mm) 20 ; 40

Rigidité du confinement E' (MPa) 10 ; 20 ; 50 ; 100 ; 200 ; 300 ; 500 ; 1000 ; 1500 ; 2000 ; 2500 ; 3000 ; 3500 ; 4000

Frottement du contact μ 0

Tableau 25 : Paramètres géométriques analysés pour le modèle de la configuration 1

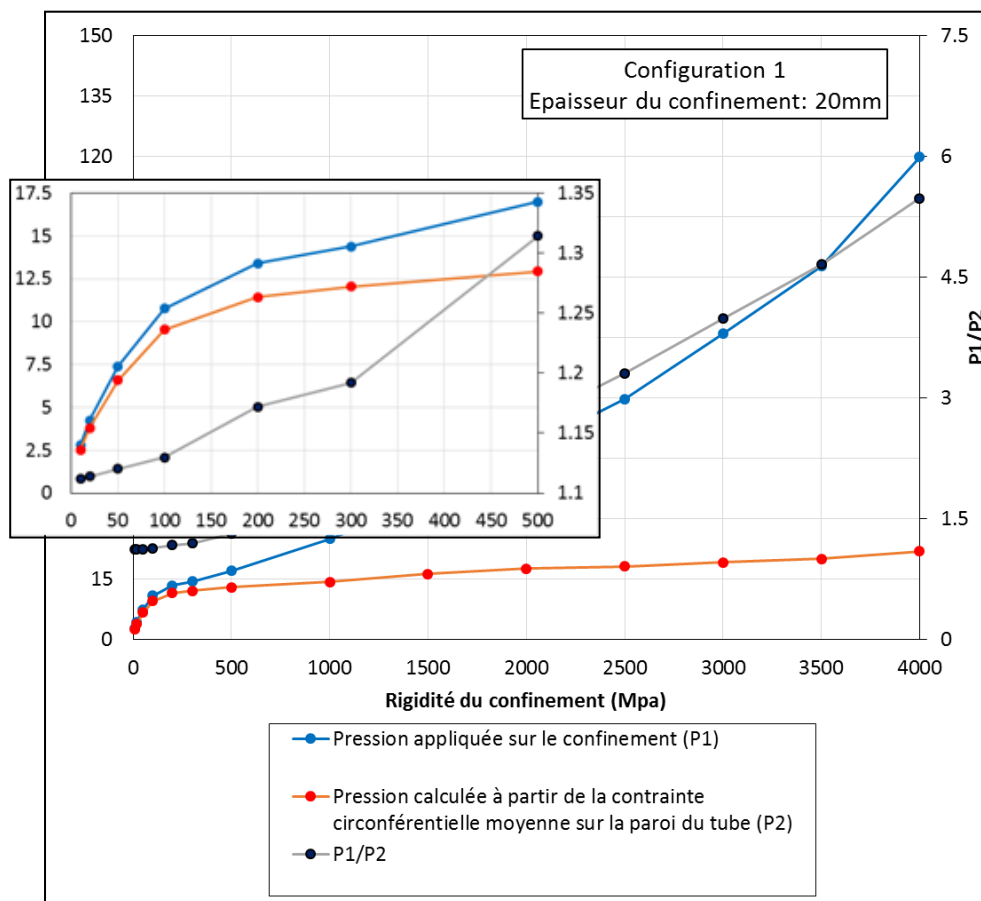


Figure 229 : Pression critique en fonction de la rigidité du confinement pour la configuration 1, $t_c=20\text{mm}$

Les résultats nous montrent que la rigidité du confinement externe est très sensible aux faibles rigidités. Une réduction substantielle de la charge de collapse en raison de la déformation élastique du support est constatée. La comparaison de la charge collapse sur la paroi externe du tube

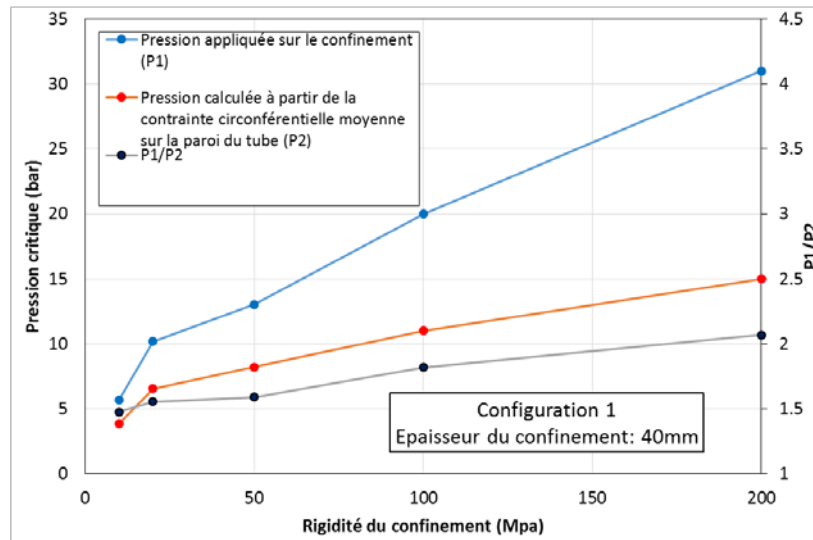


Figure 230 : Pression critique en fonction de la rigidité du confinement pour la configuration 1, $t_c=40\text{mm}$

Nous considérons l'effet de l'épaisseur du confinement ce qui permet d'améliorer la charge de collapse. L'influence de l'épaisseur du milieu confinant sur la réponse au flambement du tube est montrée Figure 231. Les valeurs de la pression de collapse, appliquée sur la paroi du tube, augmentent lorsque l'épaisseur du confinement augmente.

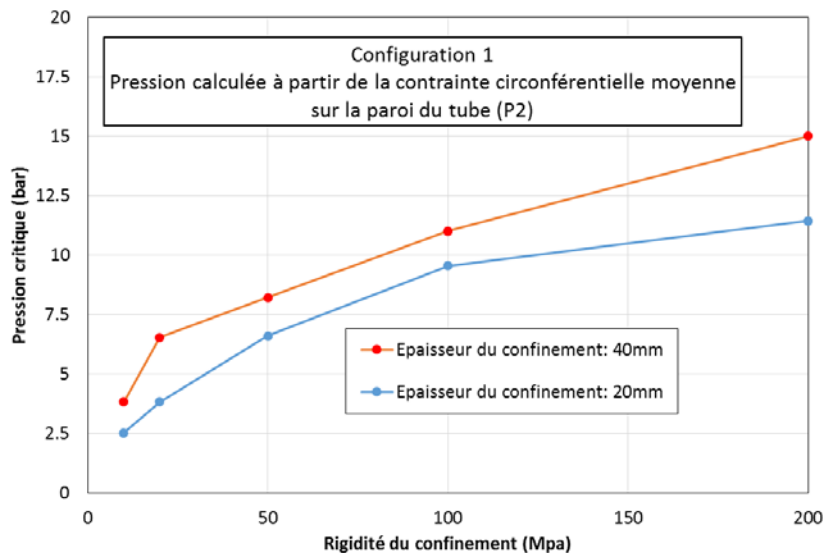


Figure 231. Courbe pression calculée à partir de la contrainte moyenne sur la paroi du tube versus rigidité du confinement pour différentes épaisseurs du confinement, configuration 1

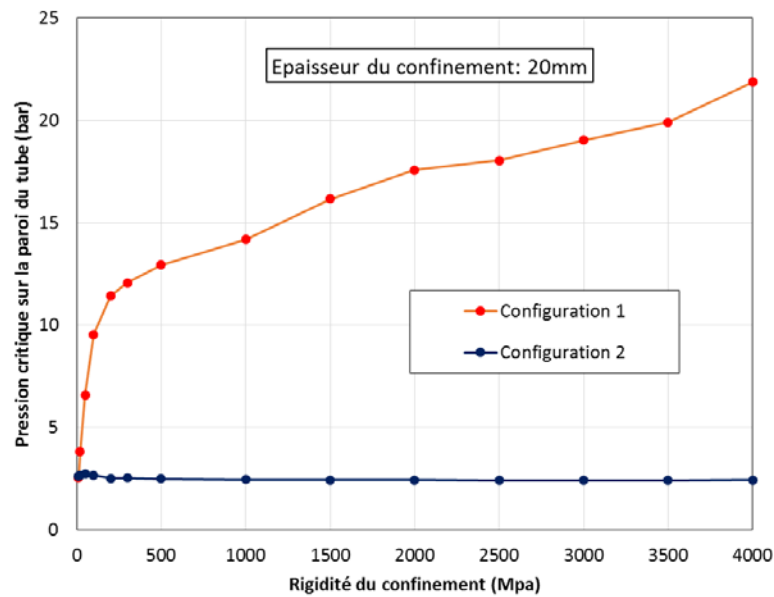


Figure 232 : Comparaison de la pression critique de la coque pour deux configurations du chargement

Configuration 1 : Pression appliquée sur la paroi externe du confinement				
Configuration 2 : Pression appliquée sur la paroi externe du tube				
Rigidité du confinement	10 MPa	50 MPa	1000 MPa	4000 MPa

Figure 233 : Modes de flambage vers l'intérieur de la coque, effet du mode de chargement et de la rigidité du confinement (épaisseur 20mm). (Confinement et anneaux rigides sont apurés pour une meilleure lisibilité)

Pour les calculs précédents nous avons négligé le frottement à l'interface tube/matériau de confinement. Dans cette partie nous étudions l'effet du frottement μ au niveau du contact, les autres paramètres sont maintenus. Nous considérons une large variation du coefficient de frottement μ (dans l'intervalle $[0,5]$) pour bien en estimer l'effet sur la charge de collapse. Les résultats montrent que le frottement n'influence que très légèrement la pression de collapse et les modes de collapse sont inchangées (Figure 234 et Figure 235).

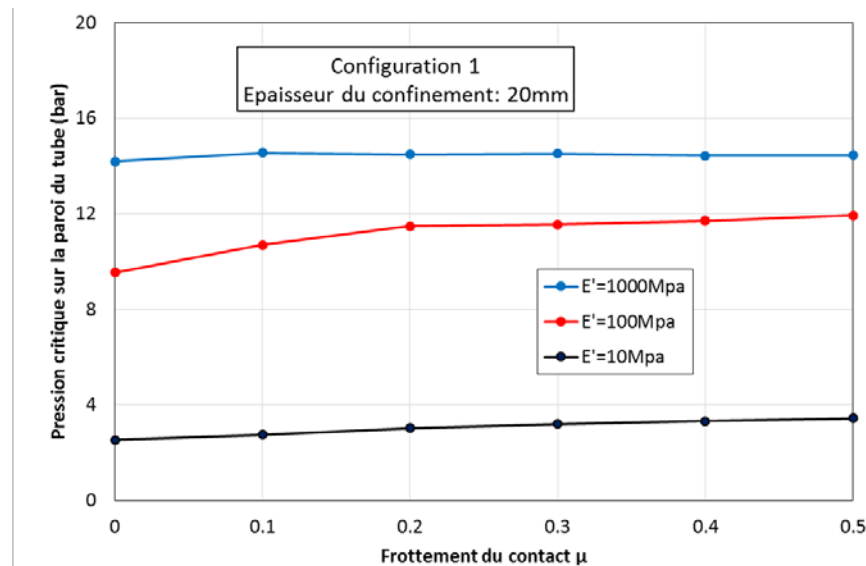


Figure 234 : Pression critique en fonction du frottement du contact pour la configuration 1

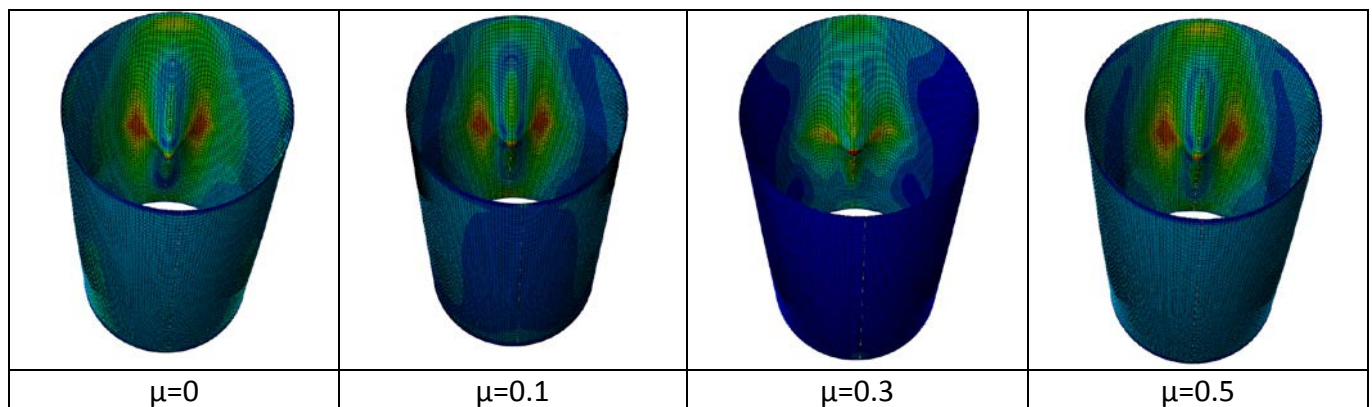


Figure 235 : Modes de collapse pour différentes valeur du frottement. (Le confinement de module $E'=10 \text{ Mpa}$, $t_c=20\text{mm}$ et l'anneau rigide sont apurés pour un meilleur rendu visuel, configuration 1)

3.1.2.4 Conclusion

Nous avons proposé une méthode numérique fiable pour modéliser le flambage des coques cylindriques à mince paroi avec confinement externe. La pression est engendrée par la convergence du matériau du confinement qui induit une déformation du tube. La modélisation numérique de ce procédé (modèle 3D), via la méthode des éléments finis à l'aide du code de calcul Abaqus/Standard 6.12-3 (par la méthode de « Riks modifiée »), a été élaborée. Les choix de modélisation retenus nous ont permis de corroborer les observations expérimentales afin d'étudier la pression critique et le

mode de flambage de la coque, il nous montre l'effet d'imperfection initial. La pression critique est la fonction croissante de la rigidité du confinement externe. Le frottement du contact entre la coque et le confinement influence très légèrement sur la charge de collapse. La comparaison de deux configurations du chargement est effectuée, les résultats nous montrent une sensibilité de deux types de chargement appliquée sur la pression de collapse et mode de collapse de la coque.

3.2 Modélisation numérique du chemisage d'une alvéole HA

Cette partie traite de la modélisation de l'instabilité ou flambage de tubes métalliques sous pression externe avec présence ou pas d'un contact surfacique (sur toute la surface externe du tube). Cette étude, qui sera tant que faire se peut corrélée aux résultats expérimentaux (les nôtres et ceux de la littérature), permettra de mieux comprendre l'instabilité d'un tube confiné et d'évaluer précisément l'effet de divers paramètres tels que les défauts géométriques, ou défaut de corrosion, ou encore la rigidité du milieu assurant le confinement. Cette modélisation est complexe du fait de l'interaction des grands déplacements ou non linéarité géométrique (flambage) avec la non linéarité matériau (plasticité), avec aussi des conditions aux limites évolutives associées au contact. Nous optons donc pour la simulation numérique, plus précisément la MEF qui a fait ses preuves pour ce qui est de l'étude du flambage. Nous avons donc utilisé le code de calcul Abaqus/Standard qui permet de considérer toutes ces configurations, le calcul est effectué en quasi-statique. Le tube entouré par un milieu élastique, est soumis à une pression externe uniforme. Une étude paramétrique étendue, utilisant des modèles numériques 2-D et 3-D, où tube et confinement sont modélisés par des éléments finis, et prenant en compte un défaut de corrosion (localisé ou généralisé), a été réalisée.

Dans une première partie, l'état de l'art de la simulation de l'instabilité des coques confinée sous pression externe est rappelé. Le choix des éléments les plus adaptés pour l'étude du contact et du flambage, est ensuite abordé et étudié. Nous précisons la configuration de charge et les conditions aux limites appliquées au modèle. Ensuite la sensibilité des différents paramètres, comme l'épaisseur et la rigidité du confinement, le frottement à l'interface entre tube et confinement externe, sont jaugés. Nous rappelons qu'il s'agit d'analyser finement ce qui se passe (cinématiques et contraintes) dans les différentes zones du tube, en particulier le comportement précritique, puis au moment du flambage sous pression, puis lors du cloquage vers l'intérieur (observé expérimentalement), en vue d'expliquer l'effet du confinement. Les effets d'une corrosion localisée et généralisée seront aussi analysés. Le comportement du matériau est supposé homogène, régit par l'élasto-plasticité avec écrouissage isotrope, les effets différés tels que les dégradations par corrosion seront pris en compte en tant que défauts initiaux.

3.2.1 Caractéristique géométrique et matériau

Nous considérons la géométrie pour l'instant retenue pour chemiser les alvéoles du centre de stockage. Les paramètres géométriques et matériaux sont précisés au Tableau 26.

Paramètre	Note	Valeur
Diamètre moyen	D (mm)	737
Epaisseur initiale	t (mm)	25
Module d'élasticité	E (MPa)	210700
Coefficient de Poisson	ν	0.3
Limite d'élasticité	σ_y (MPa)	457
	$\sigma_{0.2\%p}$	577
Allongement	A%	24.36

Tableau 26: Paramètres géométriques et matériau des tubes en acier- API 5L X65

Le comportement du matériau API 5L X65 est illustré Figure 236. Le matériau est homogène, isotrope, sa loi de comportement est de type élasto-plastique avec écrouissage isotrope.

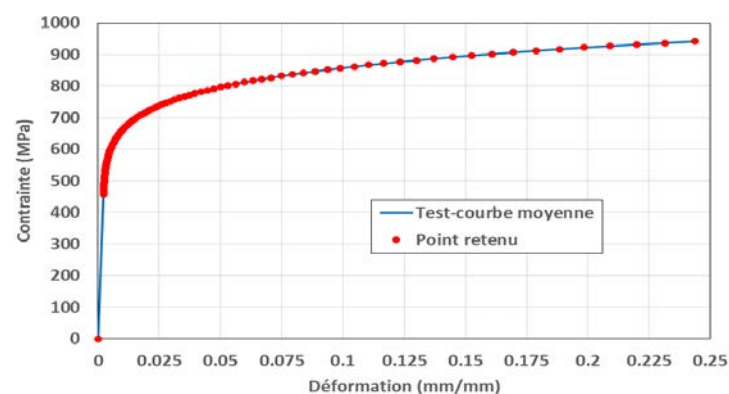


Figure 236: Courbe de traction conventionnelle du matériau API 5L X65

ϵ	σ (MPa)	0.0057	614.0	0.0243	737.6	0.0598	815.9	0.1371	888.7
0.0000	0.0	0.0066	625.0	0.0263	744.5	0.0631	820.1	0.1448	894.2
0.0022	457.0	0.0074	637.4	0.0281	750.0	0.0666	824.2	0.1522	899.7
0.0023	461.5	0.0085	648.4	0.0298	755.5	0.0703	828.3	0.1608	902.5
0.0024	473.9	0.0096	658.0	0.0320	762.4	0.0745	833.8	0.1694	909.3
0.0024	484.9	0.0109	667.6	0.0340	767.9	0.0789	839.3	0.1787	914.8
0.0025	497.3	0.0118	675.8	0.0360	772.0	0.0835	843.4	0.1881	919.0
0.0026	511.0	0.0129	682.7	0.0380	777.5	0.0886	848.9	0.1983	924.5
0.0029	524.7	0.0142	690.9	0.0400	781.6	0.0935	854.4	0.2086	929.9
0.0031	538.5	0.0153	697.8	0.0419	785.7	0.0987	859.9	0.2199	934.1
0.0033	552.2	0.0164	704.7	0.0446	791.2	0.1047	864.0	0.2313	938.2
0.0035	564.6	0.0180	711.5	0.0470	795.3	0.1104	869.5	0.2436	945.1
0.0042	578.3	0.0195	718.4	0.0501	800.8	0.1164	873.6		
0.0044	590.7	0.0210	725.3	0.0529	804.9	0.1232	877.7		
0.0050	603.0	0.0226	732.1	0.0560	809.1	0.1300	883.2		

Tableau 27: Points définissant la courbe de traction retenue pour le calcul numérique

3.2.2 Modèle 2D

Nous étudions le flambage d'un tube en acier API 5L X65, de diamètre externe 762mm et d'épaisseur initiale 25mm, qui est en contact avec un corps externe élastique. Après estimation de la capacité portante dans le cas d'une structure quasi-parfaite, et pour des conditions de charge idéales (axisymétrique), nous étudierons l'influence de divers paramètres, tels que l'effet de défauts initiaux (ovalisation, corrosion localisée et corrosion généralisée), la configuration du contact avec ou sans frottement. Dans cette partie, nous recourons à la modélisation 2D, d'abord pour le cas d'un tube considéré élastique, puis dans le cas plus réaliste du tube élasto-plastique, confiné par un corps externe, et soumis à la pression externe. L'étude de la configuration non-confinée est préalablement menée, ce qui permet d'avoir une charge de référence, ensuite nous considérons le cas du tube confiné. Dans le premier cas, on considérera un tube élastique avec un confinement infiniment rigide, la charge critique numérique sera alors comparée à la prédiction analytique de Glock [106]. Puis l'étude du collapse avec contact sera menée sur le tube considéré élasto-plastique, et enfin l'influence de divers paramètres sera jugée, comme l'épaisseur ou la rigidité du confinement, le frottement sur l'interface de contact, l'effet du nombre de « cloques » associées au flambage, l'effet de l'amplitude du défaut initial ou plus largement la sensibilité aux défauts géométriques, ou encore l'effet d'un défaut de type perte d'épaisseur induit par corrosion.

3.2.2.1 Procédure de calcul

La procédure de calcul pour l'analyse du flambage est maintenant classique. Tout d'abord des calculs dits de bifurcation d'équilibre, ou calcul d'Euler, qui sont menés en linéaire géométrique et matériau. Ces calculs servent tout simplement à donner une charge de collapse et un mode de collapse dit de référence (lorsque le flambage est élastique), dans le cas d'un tube sans contact, soumis à pression latérale externe. Puis, afin de peser l'effet de la non linéarité géométrique, de l'éventuelle plasticité, ainsi que celle du contact, nous menons des calculs incrémentaux, de type Riks, ce qui permet, à priori, de passer les points limites ou les points de bifurcation. Ces calculs sont d'abord menés sur une configuration dite parfaite, bien que l'on soit obligé de générer un petit défaut initial d'amplitude infinitésimale, pour favoriser le flambage. Puis, une série de calculs nous permet de juger de la sensibilité des défauts géométriques et des défauts d'épaisseur. Pour rappel, pour exciter le flambage et donc l'initier, on a toujours (sauf pour le calcul de bifurcation d'Euler) créé un défaut de faible amplitude en appliquant un déplacement imposé (calcul élastique), ce qui permet d'avoir toujours la même amplitude du défaut initial ($\Delta_0 = 0.1\text{mm}$ soit $A/t = 0.1/25 = 0.004$).

3.2.2.2 Tube métallique et confinement externe

Vu la symétrie du problème, seule une moitié du tube est modélisée. Le matériau est supposé homogène et isotrope, sa loi de comportement élasto-plastique à écrouissage isotrope. Pour l'étude numérique du modèle 2D, nous considérons le tube de diamètre externe 762mm et d'épaisseur 25mm (Figure 237a).

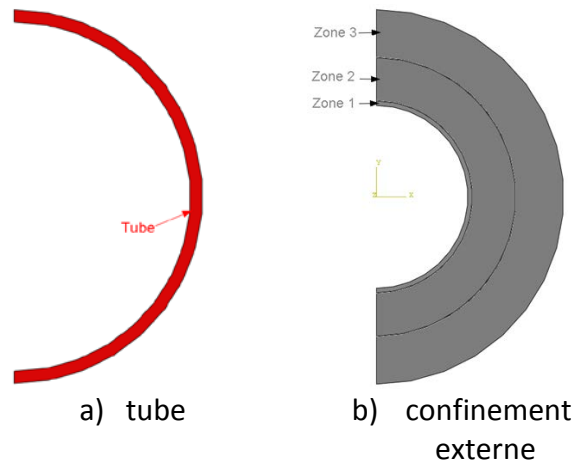


Figure 237 : Forme du tube et du confinement sur modèle étudié

Le diamètre interne du milieu assurant le confinement ou milieu porteur du tube, est égal au diamètre externe du tube, il n'y a donc pas de gap. Le diamètre externe du milieu porteur est un paramètre d'étude (rigidité). Il doit cependant être assez petit pour économiser le temps de calcul et doit être assez grand pour assurer la condition de confinement externe. Une étude paramétrique sur l'épaisseur du milieu assurant le confinement sera faite afin d'évaluer l'effet de la rigidité du milieu enveloppe, et aussi afin d'envisager l'épaisseur optimale pour les calculs, c'est-à-dire assurant la convergence des résultats. Le milieu assurant le confinement externe est divisé en trois zones comme illustré à la (Figure 237b).

3.2.2.3 Configuration du contact

La liaison entre le confinement externe et le tube, est gérée par le contact, qui devra permettre de transmettre les efforts de l'un à l'autre. Le contact peut mobiliser la contrainte normale seule, ou à la fois la contrainte normale et tangentielle s'il y a présence de frottement. Du point de vue numérique, le contact peut être considéré comme une discontinuité des conditions aux limites ce qui revient à une non-linéarité au niveau de la modélisation. En se basant sur la méthode des éléments finis (MEF), plusieurs possibilités permettent de traiter ce problème. La solution peut être obtenue par différentes approches comme la pénalisation [22], les multiplicateurs de Lagrange [23], mais aussi par des combinaisons de ces deux méthodes [24] ou enfin par des techniques de complémentarité [25]. Les schémas d'intégration temporelle utilisés sont implicites [26] ou explicites [27] ou s'appuient sur une combinaison des deux [28]. Les deux premières méthodes (pénalisation et multiplicateurs de Lagrange) sont implantées dans le code de calcul Abaqus. La méthode des multiplicateurs de Lagrange impose exactement les contraintes de contact en ajoutant des degrés de liberté à la matrice globale de la structure. Mais cette approche souffre de difficultés de convergence liées au schéma de Newton-Raphson, et ainsi, le temps de calcul est coûteux. La méthode de pénalisation est plus souple car elle impose approximativement les contraintes de contact au moyen de ressorts sans rajouter des degrés de liberté à la structure de la matrice. Malgré une pénétration possible mais limitée des surfaces de contact, elle donne des solutions efficaces avec une bonne vitesse de convergence. Nous

optons donc pour la méthode de pénalisation qui sera utilisée à la fois pour la gestion du contact normal et tangentiel.

Dans notre modèle, le contact, entre la surface de confinement et celle du tube, peut mobiliser une contrainte normale et une contrainte tangentielle. Dans un premier temps nous considérons que l'effet tangentiel n'est pas déterminant dans le comportement au flambage, en tous cas pas sur le comportement précritique et critique. On ne prendra donc pas en compte le frottement dans les premières modélisations, mais nous étudierons par la suite son éventuel effet. Du point de vue numérique, le contact peut être considéré comme une discontinuité des conditions aux limites. Malgré une pénétration possible mais limitée des surfaces de contact, elle donne des solutions raisonnables avec une bonne vitesse de convergence. On fait le choix d'un contact entre la surface interne de confinement et celle externe du tube de type surface vers surface (S-V-S). D'un point de vue pratique, il est conseillé de créer des contacts de type *TIE entre les surfaces supérieures/inférieures des trois zones du confinement externe (Figure 238). Cette technique permet de coller deux maillages totalement différents, elle est très souvent employée pour réduire les temps de calcul, par exemple en maillant finement une zone de la géométrie pour obtenir des résultats précis. Le *TIE nécessite de définir deux surfaces : la surface dite maître est maillée grossièrement et correspond aux éléments de la zone interne, la surface dite esclave est maillée finement et correspond aux éléments de la zone externe du confinement. Pour ce test, l'option *TIE est utilisée.

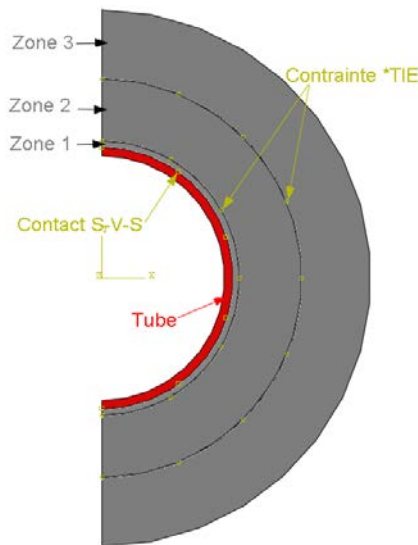


Figure 238 : Solution optimisée du contact entre le tube et le corps externe

3.2.2.4 Conditions aux limites et de chargement

Les conditions aux limites sont représentées Figure 239. Dans Abaqus, il est possible de créer plusieurs étapes dans lesquels on peut définir le chargement et la méthode de résolution, sachant que la fin d'une étape constitue les conditions initiales pour l'étape suivante. Le chargement appliqué sur la paroi externe du tube, est la pression externe uniforme.

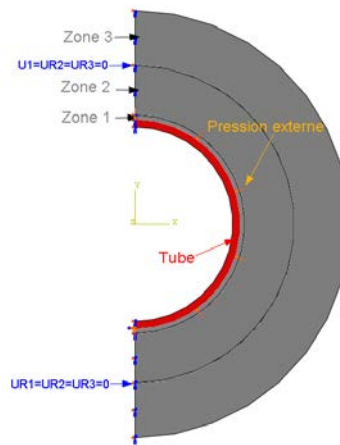


Figure 239 : Conditions aux limites et chargement

La modélisation du chargement est une question délicate, sachant qu'in situ, c'est la convergence du matériau sol qui induit une déformation du tube, et donc de façon équivalente une pression externe. Cependant nous n'avons aucune garanti, que la modélisation via une pression externe soit équivalente au chargement réel in situ. Cette question est d'importance, et notre étude expérimentale devra y apporter une réponse claire. Nous allons cependant tenter de donner aussi une réponse via l'analyse numérique, et nous allons donc envisager deux façons d'appliquer le chargement : soit directement comme pression externe appliquée sur l'extrados de la coque, soit comme pression externe appliquée sur l'extrados du milieu confinant.

3.2.2.5 Maillage de la structure et étude de convergence

Dans notre modèle, le tube est très rigide par rapport au confinement externe, la surface du tube est la «master surface» et la surface nommée «slave surface» (le confinement externe) doit être donc la surface maillée le plus finement. Pour l'étude de convergence du maillage, essentiellement dans la direction circonférentielle sur notre modèle 2D, quatre cas sont considérés. Le tube et le confinement sont maillés à l'aide d'élément de coque CPE4R (déformation plane pour un tube long $L > 10D$), qui est composé de 4 nœuds et 2 degrés de liberté par nœud, et possède un point d'intégration (intégration réduite) (Figure 240). Dans le cas d'un confinement infiniment rigide, le matériau confinant est modélisé par des éléments coques rigides R3D4. Il est discrétisé de façon suffisamment fine pour bien transmettre les contraintes de contact, mais suffisamment grossière pour assurer la condition de surface maître.

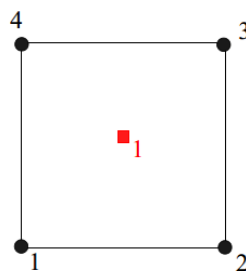


Figure 240 : Élément en contrainte plane CPE4R avec 1 point d'intégration

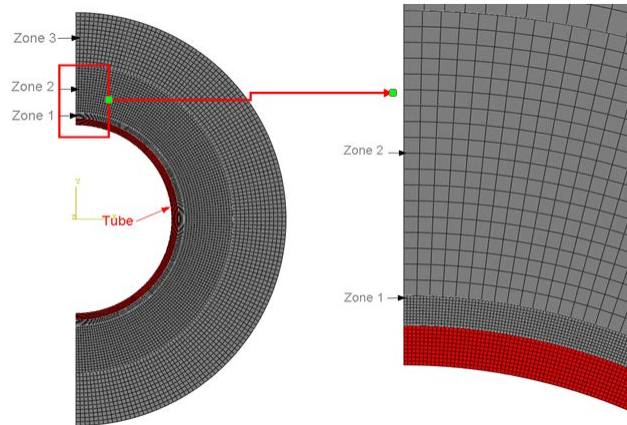


Figure 241 : Modèle étudié (Maillage du tube et du confinement)

3.2.2.6 Résultats

Nous considérons le tube élastique et élasto-plastique dans deux cas, d'abord la configuration non-confinée, puis confinée (confinement infiniment rigide). Pour ces deux cas, la coque est soumise à une pression latérale uniforme sur son extrados, cela entend pour la modélisation 2D, sur tout le périmètre externe du tube.

3.2.2.6.1 Tube sans confinement externe

Nous utilisons la méthode Buckle (perturbation linéaire ou flambage d'Euler) dans Abaqus dans ce cas nous n'avons pas besoin d'un défaut initial. Cette approche nous permet de trouver le premier mode critique et la charge critique associée pour le tube élastique que nous comparerons au résultat issu de la formule analytique proposée par Timohensko (éq.(6), pour un tube élastique sans confinement soumis à pression externe uniforme.

$$P_{e-Timo} = \frac{2E}{1-\nu^2} \left(\frac{t}{D} \right)^3 \quad (6)$$

Où :

D	Diamètre moyen du tube
t	Epaisseur du tube
E	Module d'Young du matériau
ν	Coefficient du Poisson du matériau

Nous rappelons ci-dessous les données géométriques.

Tube élasto-plastique sans confinement	
$R_{\text{moyen-tube}}$ (mm)	368.5
t_{tube} (mm)	25
Flambage en forme ovale	

Tableau 28 : Paramètres géométriques analysés

La comparaison de la charge critique numérique et celle de Timoshenko est illustrée dans le Tableau 29. Le mode critique est montré dans la Figure 242.

Tube élastique	MEF	Timoshenko
	17.99	18.08

Tableau 29 : Comparaison du charges de collapse (Mpa) du modèle numérique/solution analytique de Timoshenko pour le tube sans confinement



Figure 242 : Mode critique du tube élastique sans confinement

Nous étudions ensuite l'effet des deux non linéarité, géométrique et matériau, en interaction, toujours dans le cas non-confiné. La méthode « Riks modifié » est utilisée pour avoir la courbe de charge ou courbe montrant l'évolution de la pression latérale en fonction d'un déplacement caractéristique. Nous considérons un petit défaut géométrique au sommet du tube (amplitude $\Delta_0 = 0.1\text{mm}$, soit $A/t=0.004$), ce qui nous fait dire qu'il s'agit d'un défaut infinitésimal, que l'on considère juste pour pouvoir initier le flambage. Cette approche nous permet de trouver la charge de collapse et le mode de collapse.

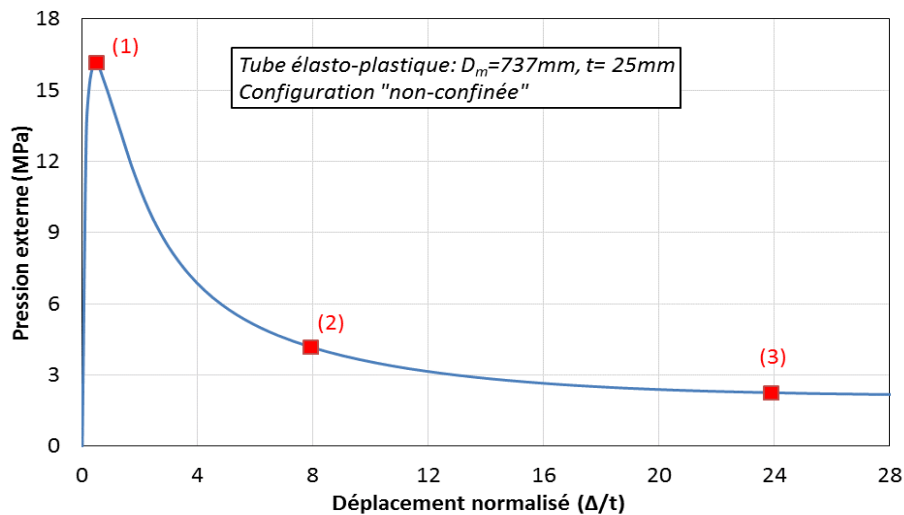


Figure 243 : Comportement du tube élasto-plastique non-confiné

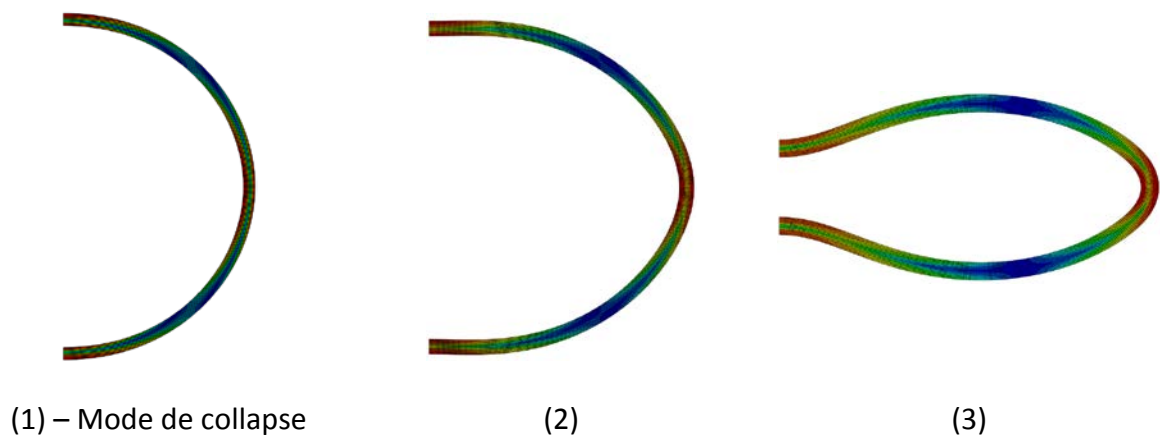


Figure 244 : Evolution de la déformée du tube élasto-plastique non-confiné

3.2.2.6.2 Tube avec confinement externe

Dans cette partie, nous considérons le flambage sous pression externe uniforme du même tube, cette fois avec confinement infiniment rigide. Nous utilisons la méthode « Riks modifiée » pour avoir la courbe du comportement sous charge du tube considéré élastique puis dans le cas du matériau réel élasto-plastique. Nous considérons un petit défaut ou perturbation initiale géométrique au sommet du tube d'amplitude faible ($\Delta_0/t=0.1/25=0.004$), ce qui nous fait dire qu'il s'agit d'un défaut infinitésimal, juste pour pouvoir initier le flambage.

Les données géométriques relatives au tube restent inchangées, elles sont à nouveau précisées ci-dessous, nous rajoutons uniquement la donnée de l'amplitude de l'imperfection géométrique initiale.

Tube élastique/ élasto-plastique	
Confinement infiniment rigide	
$R_{\text{moyen-tube}}$ (mm)	368.5
t_{tube} (mm)	25
Frottement (μ)	
Flambage en mono-lobé	
Δ_0/t	0.004

Tableau 30 : Paramètres géométriques analysés

Le confinement externe infiniment rigide est encastré au point référence. Cette première étude nous permet de positionner nos résultats vis-à-vis de ceux de la littérature notamment vis-à-vis des solutions analytiques. Ces résultats numériques sont donc comparés avec les diverses solutions analytiques disponibles dans la littérature, et que nous rappelons ci-après (Glock, El-Sawy & Moore, Montel, Von Mises).

- Tube élastique avec confinement infiniment rigide :

$$P_{e-GL} = \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{t}{D} \right)^{2.2} \quad (7)$$

$$P_{e-EM} = \frac{2E}{1-\nu^2} \left(\frac{t}{D} \right)^3 \left(\frac{25 + 700 \left(\frac{t}{D} \right)}{0.15 + 130 \left(\frac{t}{D} \right) + 1400 \left(\frac{t}{D} \right)^2} \right) \quad (8)$$

- Tube élasto-plastique avec confinement infiniment rigide :

$$P_{p-Montel} = \frac{14.1\sigma_y}{\left(\frac{D}{t} \right)^{1.5} \left[1 + \frac{1.2(\delta_0 + 2g)}{t} \right]}$$

$$\text{avec condition } 60 \leq \frac{D}{t} \leq 340, 250 \text{ MPa} \leq \sigma_y \leq 500 \text{ Mpa}, \quad (9)$$

$$0.1 \leq \frac{\delta_0}{t} \leq 0.5, \quad \frac{g}{t} \leq 0.25, \quad \frac{g}{R} \leq 0.0025$$

$$P_{p-Von Mises} = 2 \frac{\sigma_y}{\sqrt{1-\nu+\nu^2}} \left(\frac{t}{D} \right) \quad (10)$$

Où :

R, D	Rayon, diamètre moyen du tube
t	Epaisseur du tube
E	Module d'Young du matériau
ν	Coefficient du Poisson du matériau
δ_0	Amplitude du défaut initial de type « ondulation »
g	Ecart ou gap initial
σ_y	Contrainte d'écoulement

Dans les paragraphes précédents, l'excellente comparaison de l'équation de Glock [106] avec nos résultats numériques. Nous ne disposons que de relativement peu de résultats expérimentaux publiés pour les corroborer aux solutions théoriques et numériques obtenues pour le cas de la coque confinée sous pression externe. Une brève description des trois ensembles de données est offerte par Omara [107]. Les essais correspondants ont été effectués par Aggarwal et Cooper [108], Lo et al. [79] et Guice et al. [109]. Un bref aperçu en est présenté ci-dessous (Tableau 31).

Tube élastique	Tube avec confinement infiniment rigide			Tube sans confinement	
	MEF	Glock	El-Sawy & Moore	MEF	Timoshenko
	141.39	135.41	142.71	17.99	18.08
Tube élasto-plastique	MEF	Montel	Von Mises	MEF	
	37.23	40.20	34.88	16.19	

Tableau 31 : Comparaison des charges de collapse (Mpa) du modèle numérique/solution analytique

Nous précisons ci-après les résultats en termes de courbes charge-flèche, de déformées de flambage, de façon dimensionnelle et adimensionnelle.

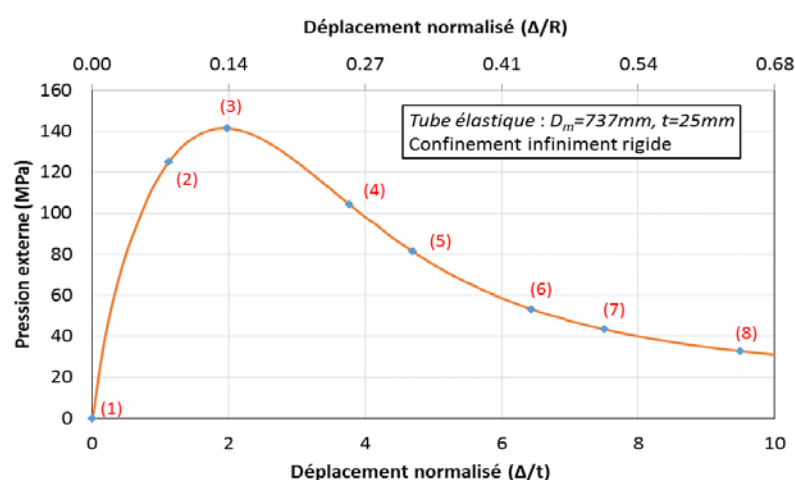


Figure 245 : Comportement du tube élastique confiné par un matériau infiniment rigide

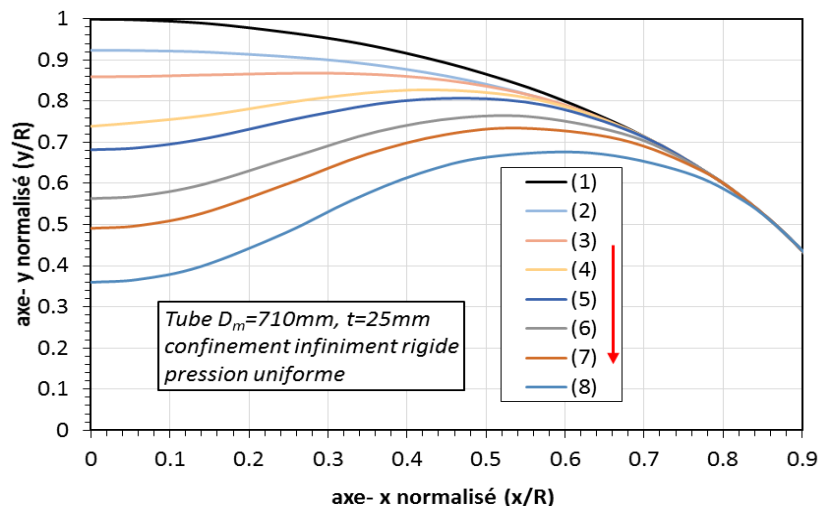


Figure 246 : Evolution de la déformée du tube élastique confiné par un matériau infiniment rigide

En raison du confinement externe, le tube n'est pas libre de se déformer vers l'extérieur et son flambement se produit donc sous la forme d'un « lobe vers l'intérieur ».

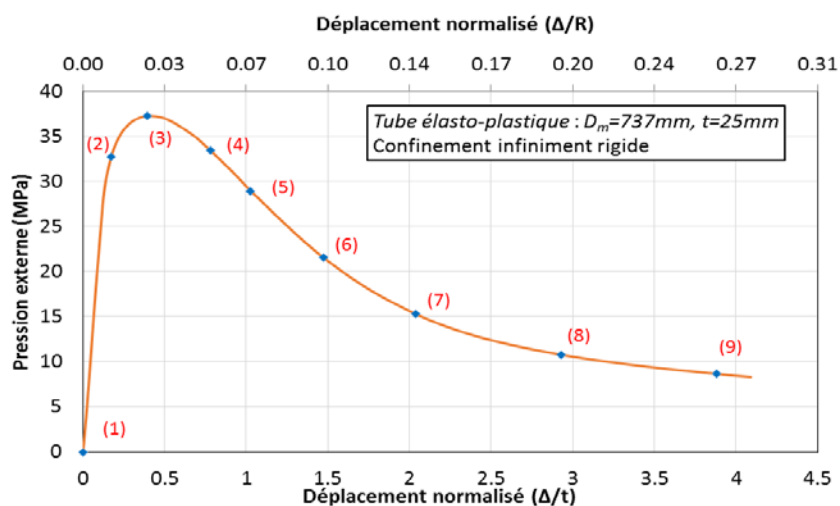


Figure 247 : Comportement du tube élasto-plastique confiné par un matériau infiniment rigide

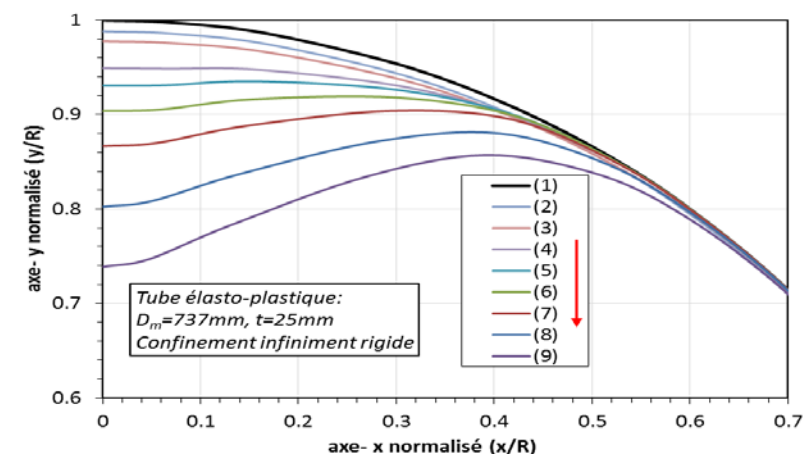


Figure 248 : Evolution de la déformée du tube élasto-plastique confiné par un matériau infiniment rigide

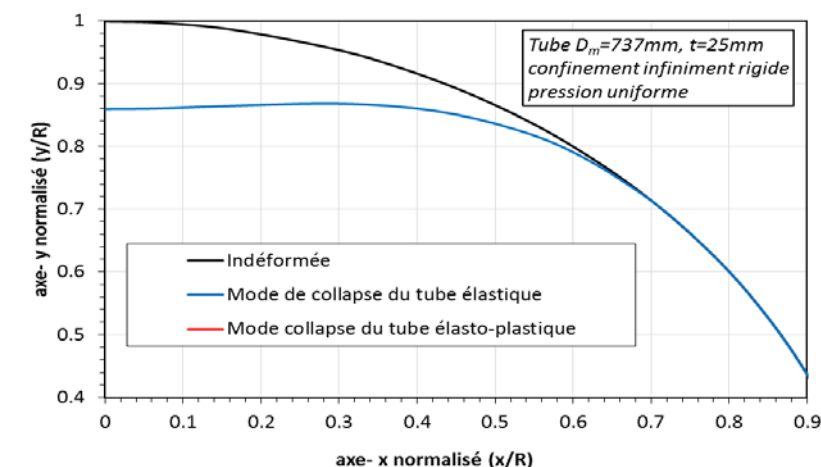


Figure 249 : Mode de collapse du tube élastique et élasto-plastique confiné par un matériau infiniment rigide

Ces études nous permettent de valider notre modélisation 2D, en déformation plane et à l'aide de l'élément CPE4R, du comportement du flambage élastique d'un tube confiné. Au bilan, nous constatons tout d'abord un effet négligeable de la plasticité sur le cas non confiné, en effet les charges critiques sont quasi égales, 16.19 MPa pour le matériau élasto-plastique, et 17.99 MPa pour le matériau élastique soit un écart de 11.1%. Enfin, pour le tube élastique sans confinement, la valeur de collapse donnée par notre modélisation est égale à 99.50% de la solution de Timoshenko.

Dans le cas avec confinement, la pression de collapse du tube élastique parfait (sans défaut autre que celui permettant d'initier le flambage), est égale à 99.08% de la valeur d'El-Sawy & Moor. Précisons que dans notre cas, la valeur de la pression critique donnée par Glock est égale à 94.89% de la valeur d'El-Sawy & Moore.

Ceci nous permet de conclure à la pertinence de nos modélisations numériques. Enfin, le résultat qui nous semble d'importance : si l'on se réfère à la MEF, pour le cas élastique, la charge de collapse avec

confinement, est multipliée par 7.86 comparativement à la charge sans confinement. Ce facteur est réduit à 2.30 pour le cas élasto-plastique. Pour ce qui est du mode de collapse, le tube élastique donne une amplitude plus grande que celle obtenue dans le cas élasto-plastique (Figure 249).

3.2.2.7 Influence des paramètres

Nous étudions tout d'abord le flambage sous pression externe d'un tube élasto-plastique, de diamètre moyen 737 mm et d'épaisseur initiale 25mm, qui est en contact avec un confinement externe infiniment rigide. Après estimation de la capacité portante dans le cas d'une structure quasi-parfaite, et pour des conditions de charge idéales, nous étudions ensuite l'influence de divers paramètres, tels que l'effet de paramètres géométriques associés au tube et au confinement externe, la configuration de contact entre les deux solides, la rigidité du confinement (Module d'Young), le nombre de « lobe » caractérisant le flambage. L'étude paramétrique nous permet de mieux saisir la sensibilité de chaque variable, mais aussi de mieux choisir les configurations les plus représentatives des conditions réelles associées à l'in situ, tout en garantissant un conservatisme raisonnable. Enfin, nous considérons diverses imperfections, un défaut de type ondulation ou cloque locale, un défaut de type ovalisation initiale (mode 2), et un défaut de type perte d'épaisseur induit par la corrosion. Les modèles numériques développés nous permettent bien entendu de gérer le contact entre le tube et le matériau servant au confinement, la rigidité de ce dernier étant par ailleurs un paramètre, ainsi que la présence de frottement ou pas à l'interface. Enfin, l'amplitude du défaut initial, et aussi un paramètre investigué.

Tube élasto-plastique/ Confinement élastique	
t_{tube} (mm)	7.5 ; 10 ; 12.5 ; 15 ; 17.5 ; 20 ; 22.5 ; 25
t_{conf} (mm)	19; 100; 200; 300 ; 400 ; 600 ; 1000
Rigidité du confinement E' (MPa)	100 ; 1000 ; 2000 ; 3000 ; 4000 ; 5000 ; 6000
Frottement du contact μ	0 ; 0.1 ; 0.2 ; 0.3 ; 0.4 ; 0.5
NL (Nombreuse du lobe)	1 ; 2 ; 3 ; 4 ; 5

Tableau 32 : Paramètres considérés variables, et valeurs étudiées

3.2.2.7.1 Effet de l'épaisseur du confinement externe

Nous considérons ici l'effet de l'épaisseur du confinement externe. Pour rappel, les paramètres géométriques fixés, sont donnés au Tableau 33. Nous considérons aussi d'un petit défaut initial comme auparavant ($\Delta_0/t=0.004$). Nous avons donc considéré les changements de l'épaisseur du confinement, ce qui permet d'avoir un flambage mono lobe. Le matériau de confinement possède un module constant $E'=4000\text{MPa}$, par contre son épaisseur est un paramètre d'étude, huit cas d'épaisseur de 19mm à 1000mm sont donc considérés. Il sera démontré plus bas, qu'il est nécessaire d'avoir cette plage de variation de l'épaisseur pour garantir la convergence des résultats, autrement dit, on verra qu'au-delà de $t=400\text{mm}$ d'épaisseur de confinement, les résultats ne changent quasiment plus.

R_{m-tube}	368.5 mm
t_{tube}	25 mm
$t_{conf} (mm)$	19, 200, 300, 400, 600, 1000
Rigidité du confinement	4000 MPa
Frottement (μ)	0
Flambage en mono lobe, bi lobes	
Δ_0/t	0.004

Tableau 33 : Paramètres analysés sur l'effet de l'épaisseur du confinement

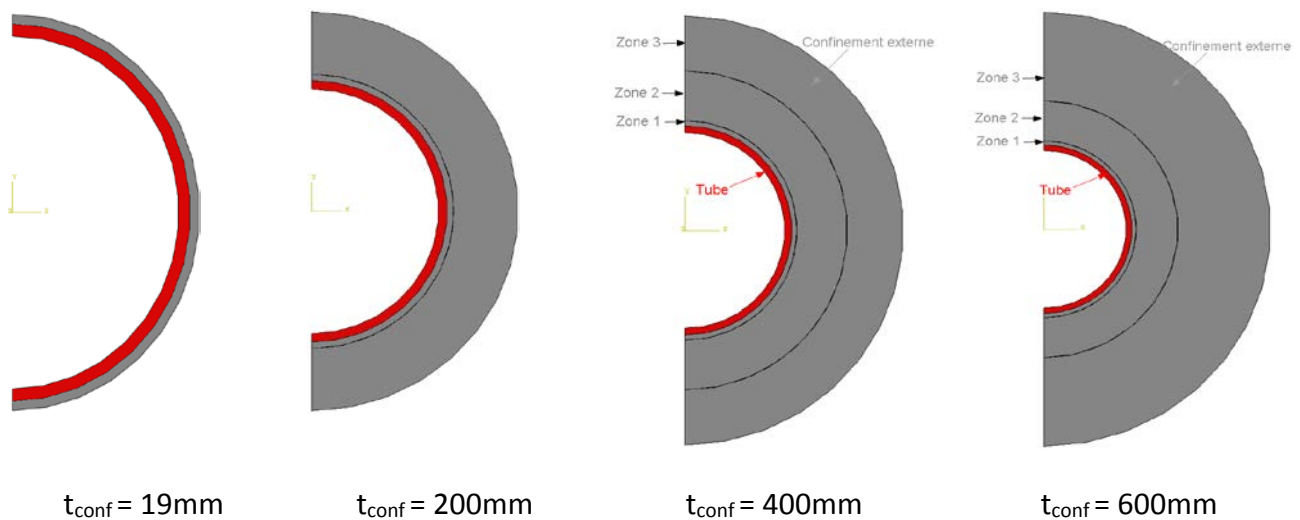


Figure 250 : Différents épaisseurs du confinement externe

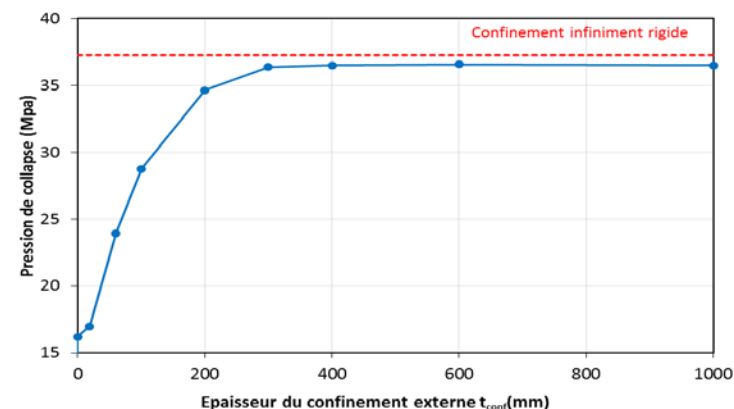


Figure 251 : Effet de l'épaisseur du confinement externe sur le flambage mono-lobe du tube

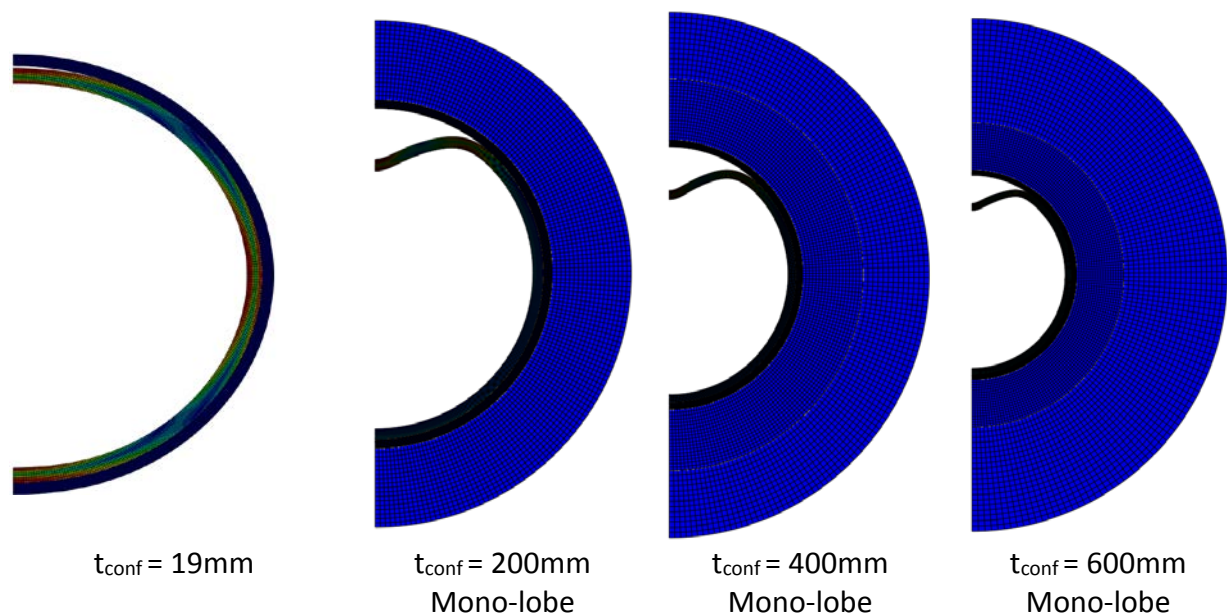


Figure 252 : Déformée du tube en fonction de l'épaisseur du confinement

La plasticité entraîne une diminution de la rigidité du matériau, et la formation de la cloque ou lobe interne en est fortement facilitée. Ces résultats nous permettent de mettre en exergue la sensibilité à l'épaisseur du confinement. Nous constatons cependant qu'à partir d'un certain seuil de l'épaisseur de confinement, il n'y a plus d'effet, on tend alors asymptotiquement à la valeur correspondant à un confinement de rigidité infini. Pour les études suivantes, nous retenons une épaisseur du confinement égal à 400mm pour un matériau de module $E'=4000$ MPa.

3.2.2.7.2 Effet de la rigidité (module d'Young) du matériau de confinement externe

Nous considérons l'effet de la rigidité du confinement externe, pour rappel, les paramètres analysés sont donnés Tableau 34. Là encore, nous considérons aussi un petit défaut initial ($\Delta_0/t=0.004$) pour pouvoir déclencher le flambage. L'épaisseur du confinement est constante, égale à 400mm, mais le module du matériau constitutif du milieu confinant est variable, afin d'évaluer l'effet du changement de sa rigidité.

L'influence de la rigidité du confinement externe sur la réponse au flambage du tube est donnée Figure 253. On constate un accroissement de la pression de collapse en fonction de l'accroissement de la rigidité du milieu confinant, puis à partir d'un certain seuil on observe l'atteinte d'un plateau, la pression critique se stabilise malgré l'accroissement de la rigidité du « milieu solide » assurant le confinement.

R_{m-tube}	368.5 mm
t_{tube}	25 mm
t_{conf}	400 mm
Rigidité du confinement (MPa)	100 ; 500 ; 1000 ; 2000 ; 3000 ; 4000 ; 5000 ; 6000 et infiniment rigide
Frottement (μ)	0
Flambage en mono lobe, bi lobe	
Δ_0/t	0.004

Tableau 34 : Paramètres analysés sur l'effet de la rigidité du confinement

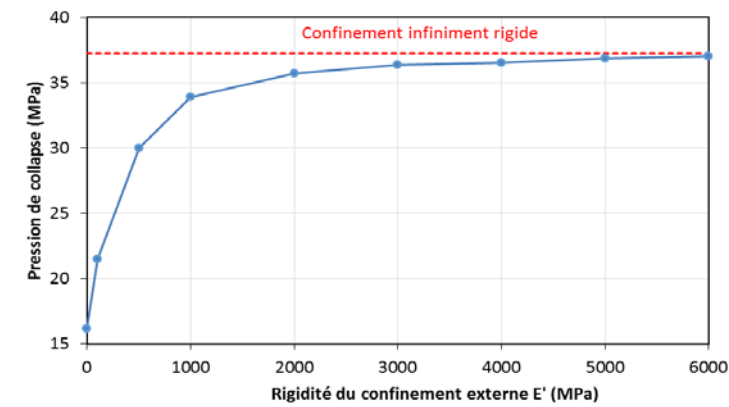


Figure 253 : Effet de la rigidité du confinement externe

On constate par ailleurs, que la rigidité du confinement externe est très sensible aux faibles rigidités (jusqu'à 2000MPa), puis l'effet de ce paramètre s'estompe, on atteint finalement une valeur quasi constante de la charge de collapse pour un module du matériau de confinement voisin à partir de 2000MPa. Ces résultats indiquent qu'une réduction substantielle de la charge de collapse peut être induite en raison de la déformation élastique du support. Ceci est cohérent avec le fait qu'à partir d'une rigidité donnée du confinement (en l'occurrence l'épaisseur du confinement comme étudié plus haut) les résultats convergent vers la même charge de collapse. Rappelons que cette étude se base sur une épaisseur du matériau de confinement égal à 400 mm.

3.2.2.7.3 Effet du frottement à l'interface

Pour les précédents calculs nous avons négligé le frottement à l'interface tube/matériau de confinement. L'effet du frottement μ à l'interface de contact est ici étudié, les autres paramètres sont maintenus. Le frottement à l'interface de contact, est défini par l'intermédiaire du coefficient de frottement $\mu = \tan \varphi$, avec φ l'angle de frottement. Ne connaissant pas cette valeur, nous considérons une plage de variation importante du coefficient μ (de 0 à 0.5) pour bien en cerner l'effet sur la charge de collapse et le comportement au flambage.

R_{m-tube}	368.5 mm
t_{tube}	25 mm
t_{conf}	400 mm
Rigidité du confinement	4000 MPa ; infiniment rigide
Frottement (μ)	0 ; 0.1 ; 0.2 ; 0.3 ; 0.4 ; 0.5
Flambage en mono lobe	
Δ_0/t	0.004

Tableau 35 : Données fixes et plage du paramètre variable pour évaluer l'effet du frottement

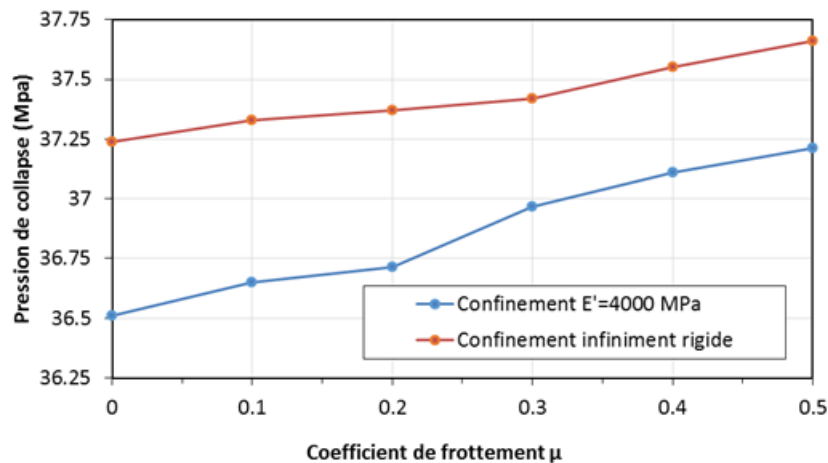


Figure 254 : Charge collapse du tube en fonction de frottement du contact

Ces résultats nous montrent que le frottement n'influence que très légèrement la pression de collapse. Pour la suite, nous ne considérerons pas le frottement à l'interface.

3.2.2.8 Effet du nombre de « lobe »

Dans les calculs précédents, nous avons considéré un flambage mono-lobe du tube. Pour quantifier l'effet du nombre de « lobes vers l'intérieur », nous étudions ici le flambage multi-lobes d'un tube avec confinement externe infiniment rigide. Le maillage global du tube est inchangé. Les paramètres analysés sont illustrés sur le Tableau 36. La pression de collapse et le mode associé sont représentés Figure 256 et Figure 257.

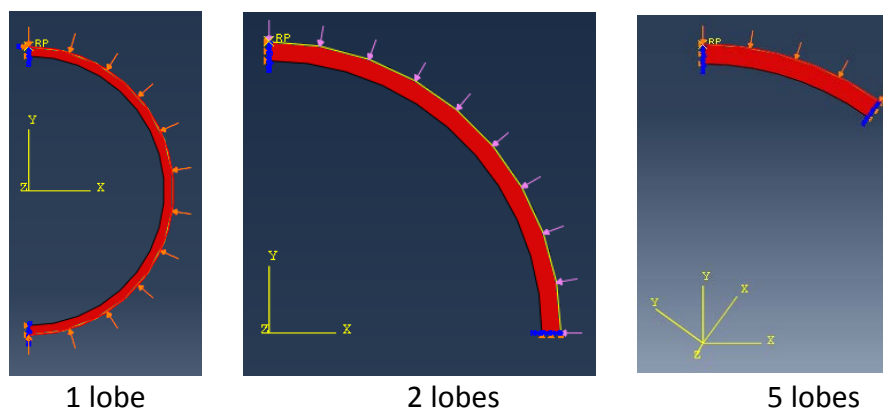


Figure 255. Modèle étudié des multi-lobes

t_{m-tube}	368.5 mm
t_{tube}	25 mm
Confinement infiniment rigide	
Frottement (μ)	0
Nombreuse de « lobe »	1, 2, 3, 4, 5
Δ_0/t	0.004

Tableau 36 : Paramètres retenus pour analyser l'effet du nombre de « lobes »

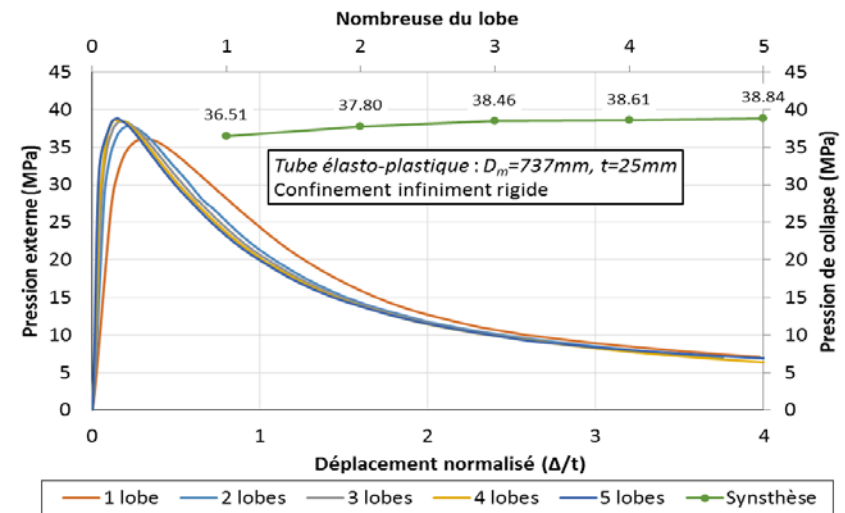


Figure 256 : Réponse du tube en fonction du nombre de « lobes »

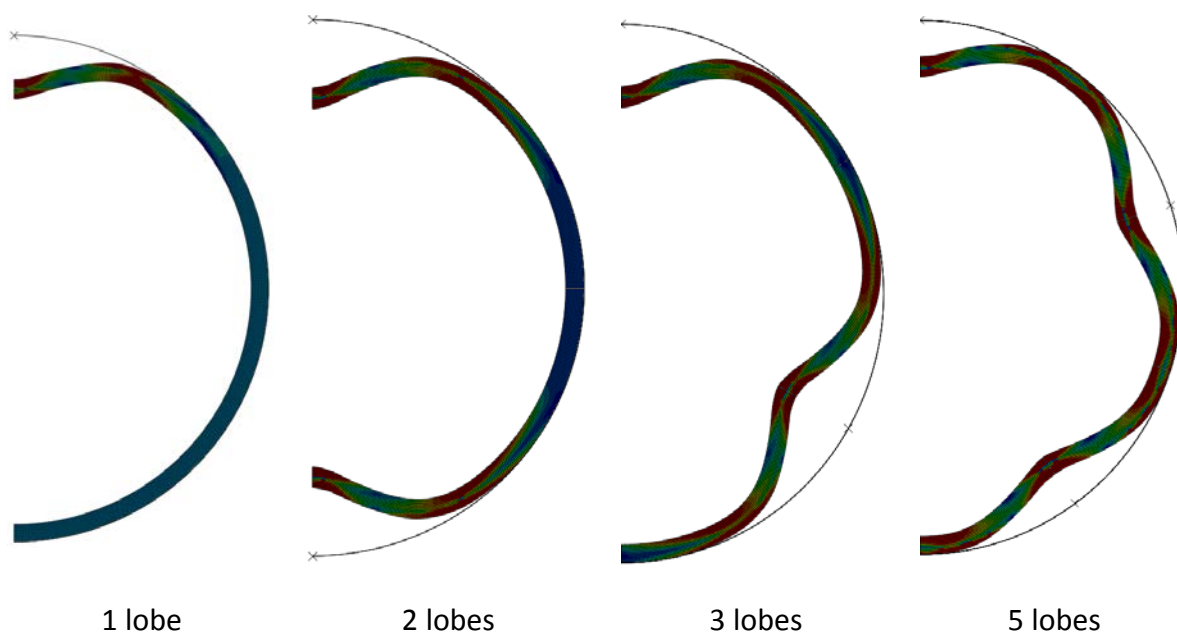


Figure 257 : Déformée du tube avec différents nombreuses de « lobe »

On constate que le flambage mono-lobé conduit toujours à une pression de collapse inférieure à celle associée au mode multi-lobes (bi-lobes, trois, quatre et cinq lobes) et son amplitude au collapse est plus grande que dans les autres cas. Ce résultat nous semble physique, la formation d'un lobe nécessitant une énergie moindre comparativement à deux ou plusieurs lobes. Nous ne considérerons dorénavant qu'un seul défaut géométrique, celui permettant de déclencher un flambage mono-lobé.

3.2.2.9 Défaut initial de type « corrosion » localisée

La corrosion externe ou interne des pipelines est souvent causée par l'eau, les sédiments, ou la présence dans les eaux de ruissellement ou d'infiltration de contaminants chimiques. Dans cette partie nous étudions l'effet de défauts dits de corrosion. Nous ne considérons ici que la corrosion localisée Figure 258, pour deux configurations du tube sans ou avec confinement (rigidité $E'=4000\text{MPa}$). On considère à nouveau le flambage mono-lobé ou bi-lobé du tube.

En réalité, le modèle simplifié a été utilisé parce que des défauts réels de corrosion peuvent prendre n'importe quelle forme dans les deux sens, en fonction du mécanisme de corrosion. Ainsi, l'approche la plus prudente consiste à adopter une réduction d'épaisseur uniforme sur toute la zone touchée. La forme du défaut dit de corrosion localisée est illustrée à la Figure 258, il sera défini par deux paramètres : longueur d'onde azimutale ($c/\pi D$) et la profondeur (d/t). Nous considérons que la couche corrodée n'a plus de résistance mécanique.

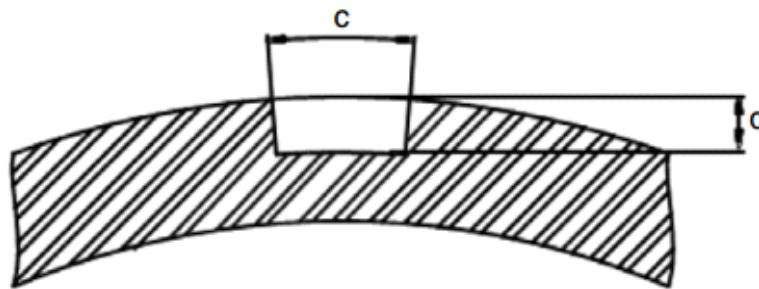


Figure 258 : Défaut de corrosion localisée extérieure, implanté au sommet du tube

Pour plus de simplicité, et sachant que cette hypothèse reste conservative, nous considérons que la longueur du défaut s'étend sur toute la longueur du tube, ce qui permet d'utiliser le modèle 2D (élément de déformation plane). Il faut noter que le modèle axisymétrique et le cas de la longueur « infinie » du défaut sont deux cas idéalisés et pratiques qui permettent à priori d'identifier les limites inférieures de la pression de collapse dans le cas de la présence d'un défaut localisé d'épaisseur (en fait de corrosion). Nous étudions plus bas l'effet de la longueur de ce défaut via une approche 3D maillage.

3.2.2.9.1 Tube sans confinement externe

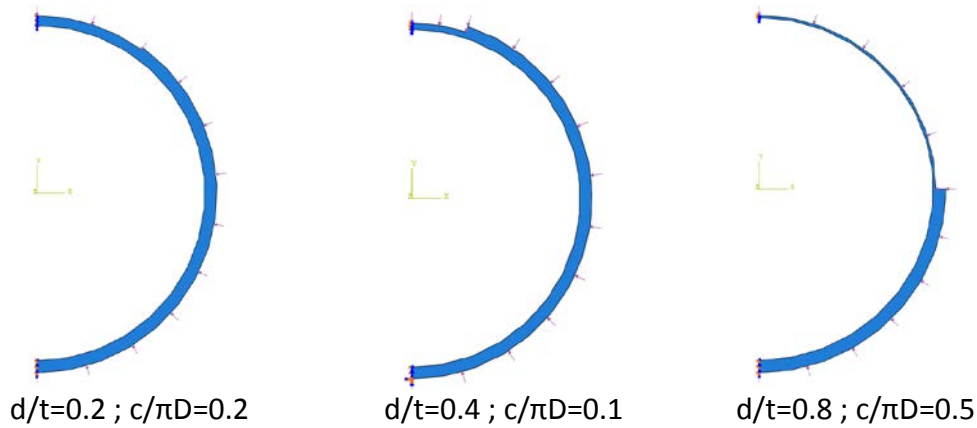


Figure 259 : Modèles étudiés dans le cas du tube corrodé mais sans confinement

R _{moyen-tube}	368.5 mm						
t _{tube} (mm)	25 mm						
Flambage en mono lobe, bi lobe (mode U1, U2, U3 – voir la Figure 261)							
d/t	0.2	0.4	0.6	0.8			
c/πD	0.025	0.05	0.1	0.2	0.3	0.5	1

Tableau 37 : Données fixes et paramètres variables retenus pour le défaut de corrosion localisée

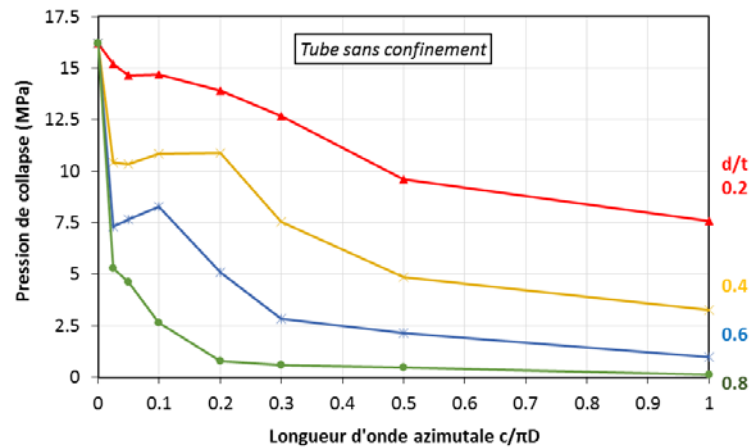


Figure 260 : Pression de collapse en fonction de $c/\pi D$

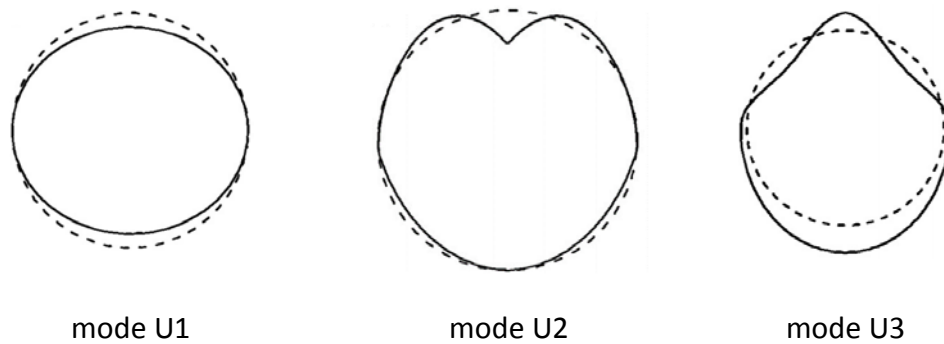


Figure 261 : Différents modes de collapse du tube corrodé et non confiné

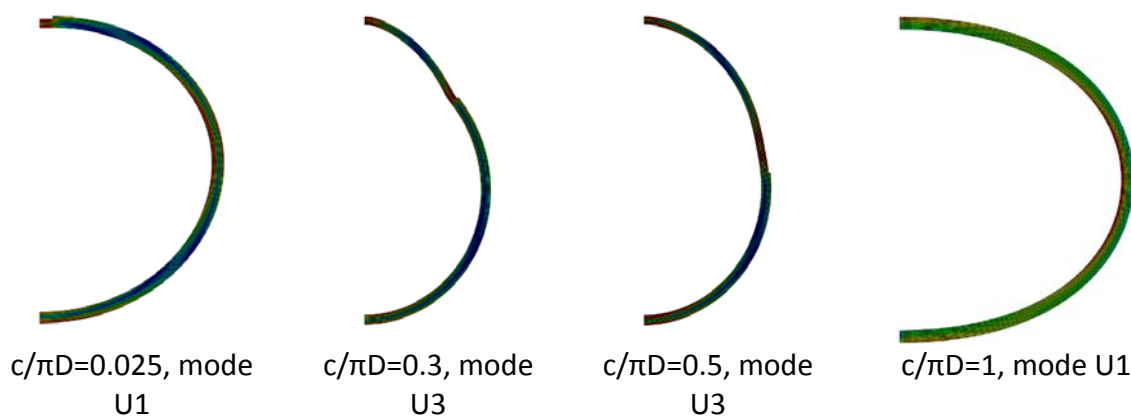


Figure 262 : Modes de collapse du tube non confiné avec défaut de corrosion localisée ($d/t=0.2$)

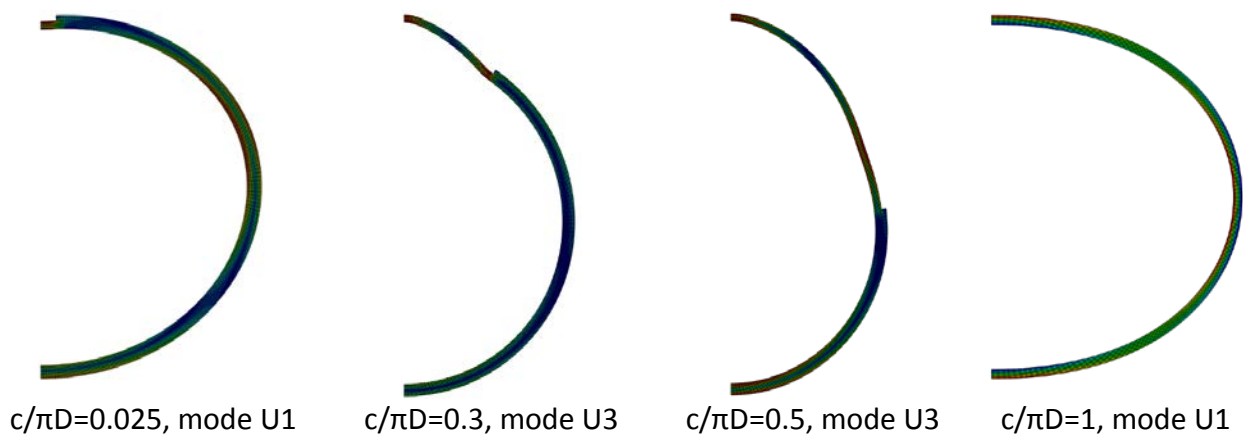


Figure 263 : Modes de collapse du tube non confiné avec défaut de corrosion localisée ($d/t=0.4$)

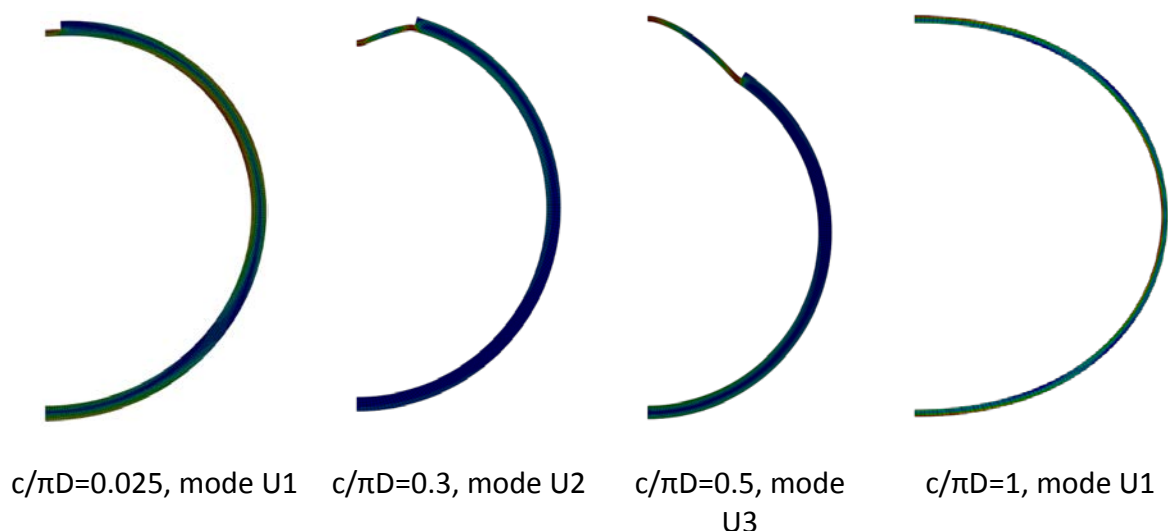


Figure 264 : Modes de collapse du tube non confiné avec défaut de corrosion localisée ($d/t=0.6$)

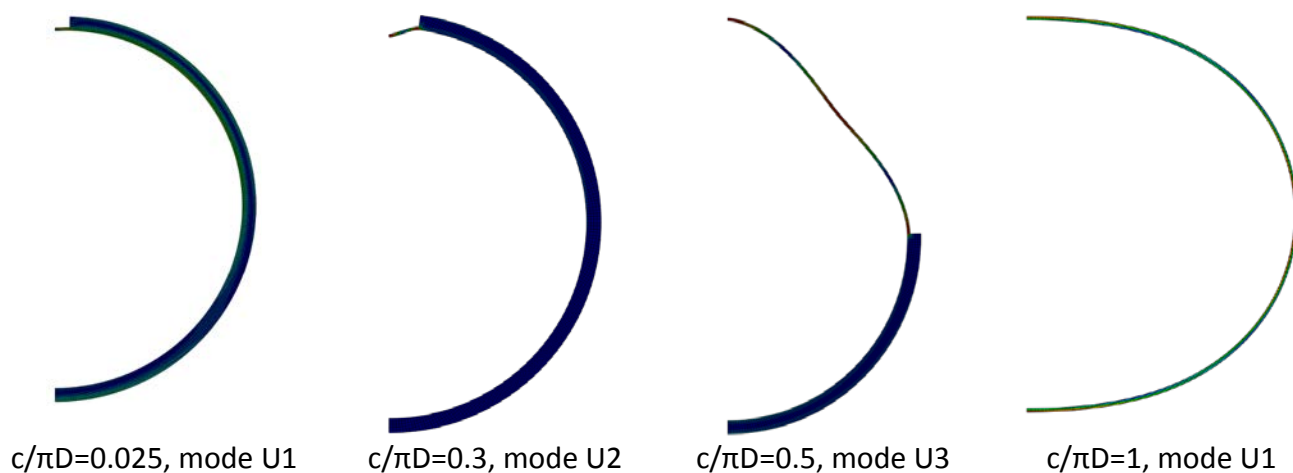


Figure 265 : Modes de collapse du tube non confiné avec défaut de corrosion localisée ($d/t=0.8$)

d/t	c/πD						
	0.025	0.05	0.1	0.2	0.3	0.5	1
0	U1						
0.2	U1	U1	U1	U3	U3	U3	U1
0.4	U1	U1	U1	U3	U3	U3	U1
0.6	U1	U1	U2	U3	U3	U3	U1
0.8	U1	U2	U3	U3	U3	U3	U1

Tableau 38 : Evaluation du mode de collapse du tube

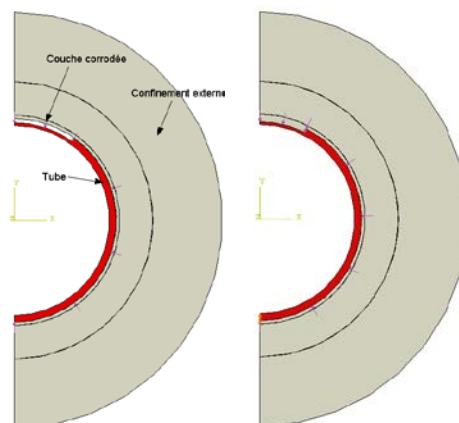
Sur cette configuration, il existe trois modes de collapse (U1, U2, U3-Figure 261). Ces modes de collapse peuvent se produire en fonction de la géométrie du défaut (paramètres $c/\pi D$ et d/t). Pour le défaut étroit (d/t et $c/\pi D$ assez petits), c'est le mode de collapse U1 qui est observé. Le mode U3 est observé pour le défaut large (d/t et $c/\pi D$ assez grand). Comme prévu, le mode normal (U1) est observé lorsque la section transversale présente une épaisseur uniformément réduite (cas du défaut de corrosion généralisée). Ces résultats nous montrent que le défaut « corrosion localisée » sur la configuration « non-confinée » est très sensible, la charge de collapse est très fortement diminuée par rapport à celle du tube parfait.

3.2.2.9.1 Tube avec confinement externe

Pour cette étude, nous considérons deux cas, soit la couche corrodée est toujours en contact avec le confinement externe, soit le cas où la couche corrodée est sans contact avec le confinement externe (Figure 266).

$R_{\text{moyen-tube}}$	368.5 mm						
t_{tube} (mm)	25 mm						
t_{conf}	400 mm						
Rigidité du confinement	4000 MPa						
Frottement (μ)	0						
Flambage en mono lobe, bi lobes							
Δ_0/t	0.004						
d/t	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
$c/\pi D$	0.00156	0.00312	0.00625	0.0125	0.025	0.05	
	0.1	0.125	0.15	0.2	0.3	1	

Tableau 39 : Données fixes et variables pour l'étude du défaut de corrosion localisée



configuration « non contact » configuration « avec contact »

Figure 266 : Tube avec défaut de corrosion localisé : $d/t=0.6$, $c/\pi D=0.1$ Configurations « sans contact » et « avec contact » entre la couche corrodée et le confinement externe

Dans cette partie nous illustrons l'effet de la géométrie du défaut sur la pression de collapse et sur le mode associé. Les Figure 267 et Figure 268 montrent l'influence de la longueur d'onde azimutale ($c/\pi D$) et de la profondeur (d/t).

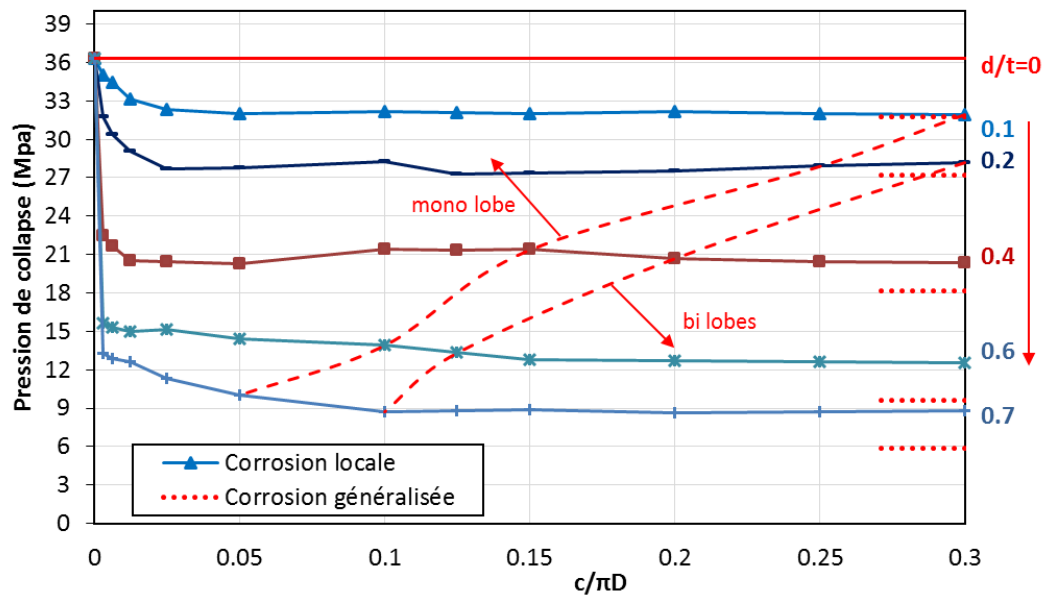


Figure 267 : Effet du défaut de corrosion sur la charge de collapse du tube confiné

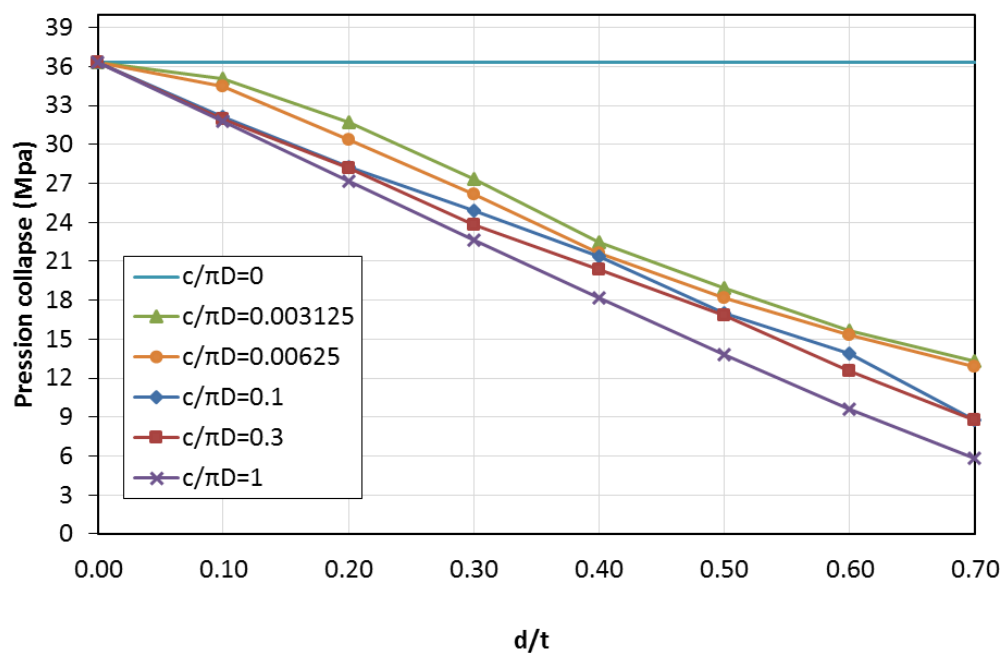


Figure 268 : Evolution de la charge de collapse du tube confiné en fonction du défaut de corrosion

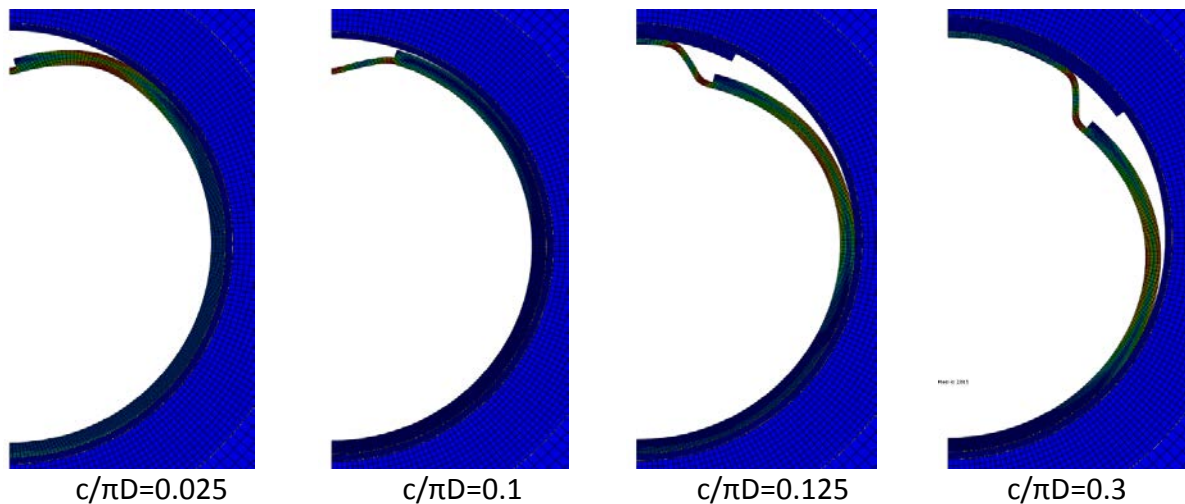


Figure 269 : Modes de collapse du tube confiné avec défaut de corrosion localisée $d/t=0.6$

3.2.2.10 Défaut initial de type « corrosion » généralisée

La corrosion généralisée ou perte d'épaisseur du tube est prise en compte avec l'hypothèse que la couche corrodée n'a plus de résistance mécanique et qu'elle apparaît sur les deux faces du chemisage. La vitesse de corrosion est de $10\mu\text{m}/\text{an}$, ce qui permet de relier temps et perte d'épaisseur du tube. Nous considérons donc ici l'effet du changement d'épaisseur du tube, sachant que l'épaisseur initiale est de 25mm et le diamètre moyen est toujours de 737mm sur les deux configurations du tube «non-confinée » et « confinée ».

A nouveau, nous utilisons la méthode « Riks modifié » pour avoir la courbe de comportement du tube élasto-plastique « non confiné ». Comme précédemment nous considérons un petit défaut géométrique au sommet du tube (amplitude $\Delta_0 = 0.1\text{mm}$) pour pouvoir initier le flambage. Cette approche nous permet de trouver la pression de collapse et le mode de collapse.

3.2.2.10.1 Tube sans confinement externe

Sur cette configuration « non-confinée », nous étudions 17 cas de différentes épaisseurs. Les paramètres analysés sont données au Tableau 40. La Figure 270 montre l'évolution de la pression de collapse en fonction de l'épaisseur du tube. Les résultats numériques sont comparés avec la solution analytique (ligne pointillée) proposée par Timohensko (11).

$$P_{s-Timo} = \frac{2E}{1-\nu^2} \left(\frac{t}{D} \right)^3 \quad (11)$$

Où :

D	Diamètre moyen du tube
t	Epaisseur du tube
E	Module d'Young du matériau
ν	Coefficient du Poisson du matériau

Tube élastique/ élasto-plastique sans confinement									
$R_{\text{moyen-tube}}$ (mm)	368.5								
t_{tube} (mm)	5	6.25	7.5	8.75	10	11.25	12.5	13.75	15
	16.25	17.5	18.75	20	21.25	22.5	23.75	25	
Frottement (μ)	0								
Flambage en formule ovale									
Δ_0/t	0.004								

Tableau 40 : Paramètres fixes et données variables pour étudier l'effet de la corrosion généralisée

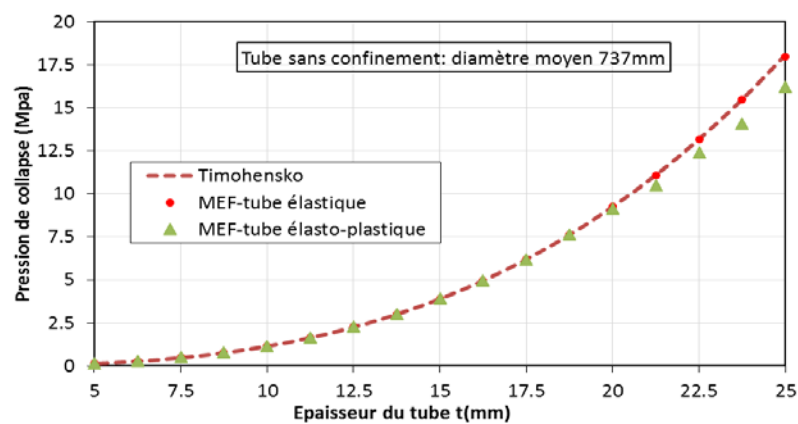
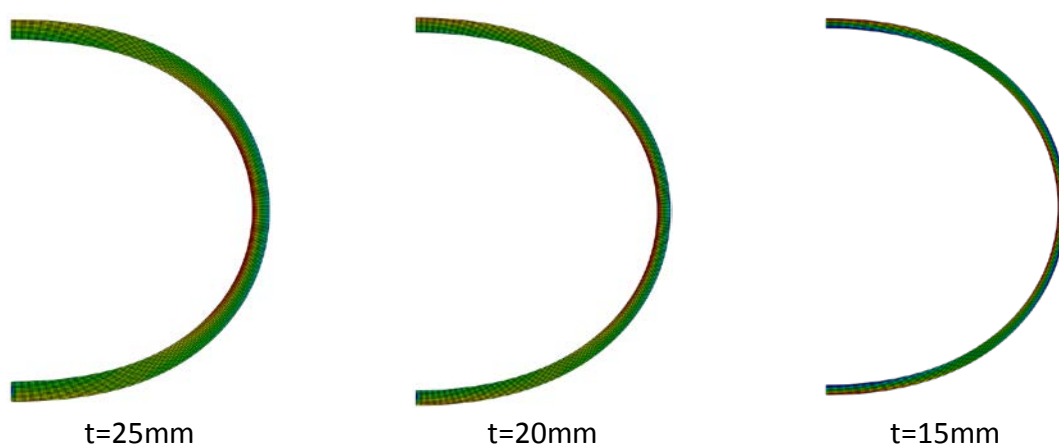


Figure 270 : Evolution des charges de collapse du tube non confine en fonction de l'épaisseur



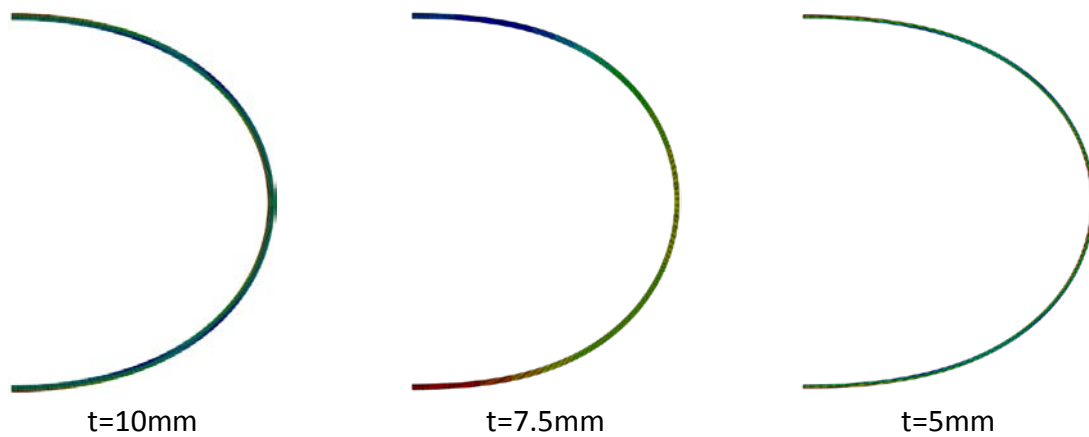


Figure 271 : Déformation des tubes élastiques non confinés pour différents épaisseur

3.2.2.10.2 Tube avec confinement externe

Pour la configuration «confinée», nous étudions 8 cas de différentes épaisseurs. Les paramètres analysés sont données au Tableau 41. La Figure 273 montre l'effet de la perte d'épaisseur généralisée sur la pression de collapse dans le cas d'une géométrie confinée. Les résultats numériques (ligne continue) sont comparés avec la solution analytique (lignes pointillées) de Montel et de Von Mises.

$R_{\text{moyen-tube}}$	368.5 mm
t_{tube} (mm)	2.5 ; 3 ; 4 ; 5 ; 6 ; 7 ; 7.5 ; 8 ; 9 ; 10 ; 11 ; 12 ; 12.5 ; 15 ; 17.5 ; 20 ; 22.5 ; 25
t_{conf}	400 mm
Rigidité du confinement	4000 MPa
Frottement (μ)	0
Flambage en mono lobe	
Δ_0/t	0.004

Tableau 41 : Paramètres analysés sur changement de l'épaisseur du tube

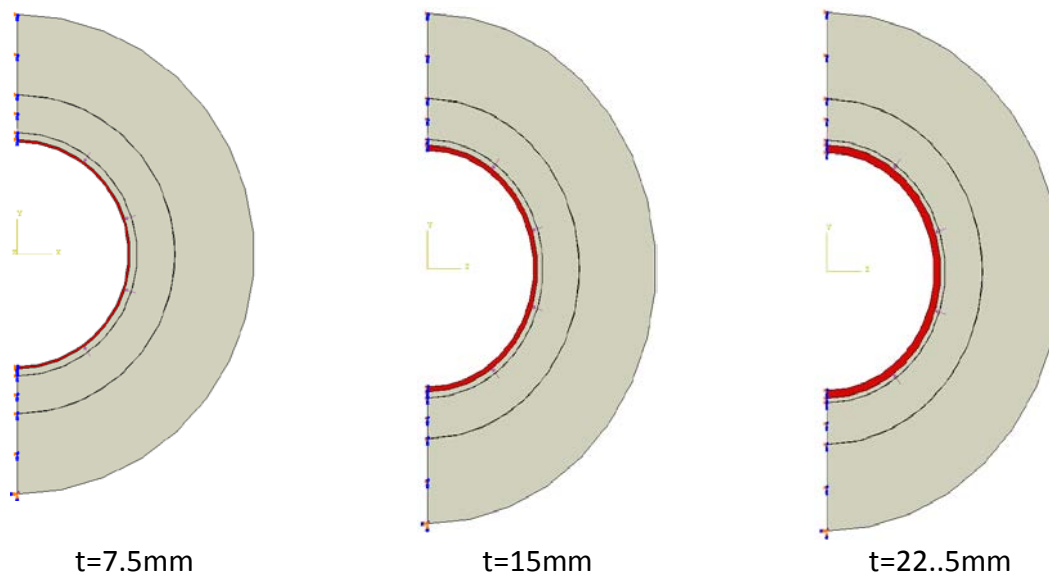


Figure 272 : Modèles étudiés avec différents épaisseurs du tube

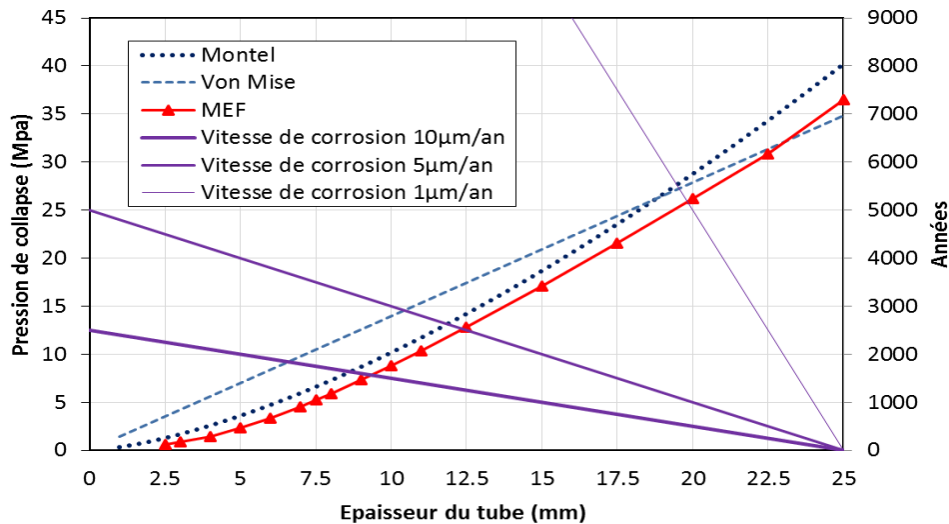


Figure 273 : Evaluation de la charge de collapse pour différents épaisseurs du tube

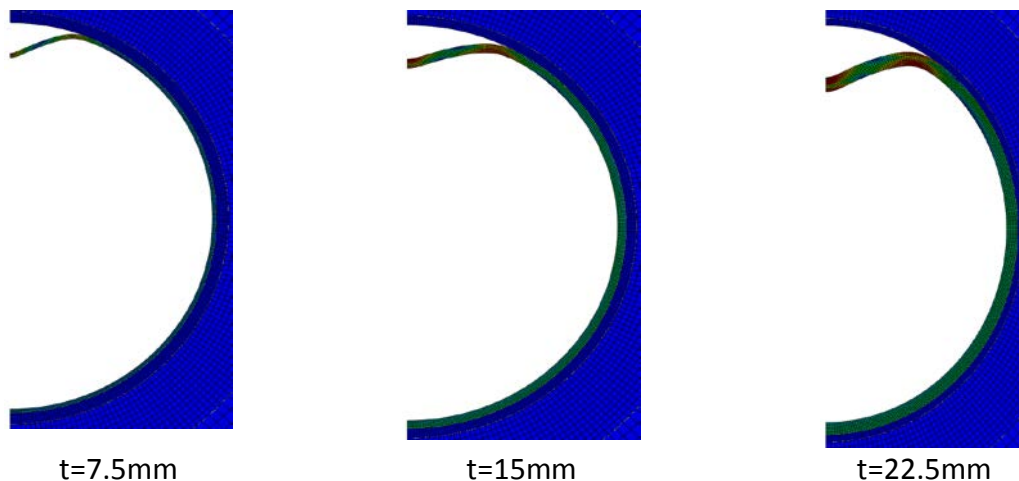


Figure 274 : Exemple de la déformée du tube avec ses différents épaisseurs

Ces résultats analytiques et numériques nous montrent que la charge de collapse diminue presque linéairement lorsque l'on diminue l'épaisseur du tube. Le flambage est toujours de type mono lobe. Lorsqu'on diminue l'épaisseur du tube, le résultat numérique converge vers celui donné par la formule analytique de Montel.

3.2.2.11 Effet de la thermique sur le tube

Cette partie traite du flambage de tubes sous pression externe et tenant compte de l'effet de la thermique, dans la configuration où la surface latérale externe du tube est en contact avec milieu externe élastique de rigidité 4000 MPa. L'étude numérique est menée à l'aide du modèle 2D (élément en déformation plane, et pilotage de type Riks modifié). Nous considérons aussi une corrosion généralisée, ce qui revient à considérer tout simplement différentes épaisseurs (varie de à 25 mm), le diamètre du tube reste constant soit 762 mm.

L'étude de la configuration de température ambiante du tube est préalablement menée, ce qui permet d'avoir une charge de référence. Puis, nous étudions l'influence de l'effet de thermique sur le tube et de l'effet du défaut de corrosion généralisée du tube. Pour exciter le flambage et donc l'initier, on a toujours créé un défaut de faible amplitude en appliquant un déplacement imposé (calcul élastique), ce qui permet d'avoir toujours la même amplitude du défaut initial ($\Delta_0 = 0.1\text{mm}$). Ces calculs servent tout simplement à donner une charge de collapse et un mode de collapse.

Nous considérons tout d'abord le tube élasto-plastique ($D_m=737\text{mm}$, $t=25\text{mm}$, module d'Young $E=210700\text{ MPa}$) dans le cas de la configuration confinée. Le tube est soumis à une pression latérale uniforme sur l'effet de thermique. Ensuite, nous considérons supplémentaire l'effet du défaut de corrosion généralisée du tube. Les paramètres analysés sont illustrés sur le Tableau 42.

Tube élasto-plastique	
Confinement externe élastique, $E=4000\text{ Mpa}$	
$R_{\text{moyen-tube}}$ (mm)	368.5
t_{tube} (mm)	5 ; 7.5 ; 10 ; 12.5 ; 15 ; 17.5 ; 20 ; 22.5 ; 25
Température Δt (°C)	0 ; 50 ; 100 ; 150 ; 200
Coefficient de la thermique	12E-6
Frottement (μ)	0
Flambage en mono-lobe	
Δ_0/t	0.004

Tableau 42 : Paramètres analysés

Dans cette partie, nous considérons le flambage sous pression externe uniforme du tube avec confinement infiniment rigide. Nous utilisons la méthode « Riks modifié » (voir rapport bibliographique [1]) pour avoir la courbe du comportement du tube élastique et élasto-plastique. Nous considérons un petit défaut ou perturbation initiale géométrique au sommet du tube (amplitude $\Delta_0/t=0.1/25=0.004$ ce qui nous fait dire qu'il s'agit d'un défaut infinitésimal) pour pouvoir initier le flambage, le confinement externe est encasté au point référence. En raison du confinement externe, le tube n'est pas libre de se déformer vers l'extérieur et son flambement se produit donc sous la forme d'un « lobe vers l'intérieur ».

L'effet de la thermique sur le comportement du tube est donné sur la Figure 275. La chute de pression de collapse est illustrée sur la Figure 276. Le tube se déforme en mono-lobe (Figure 277).

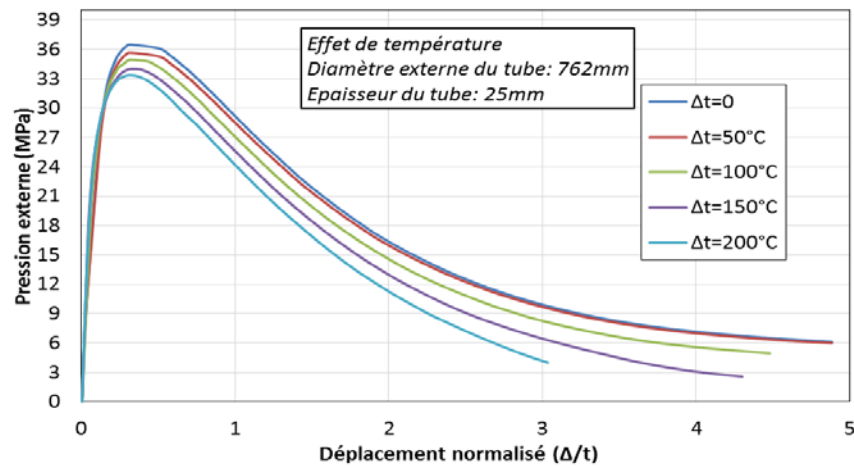


Figure 275 : Comportement du tube élasto-plastique confiné avec effet de la thermique

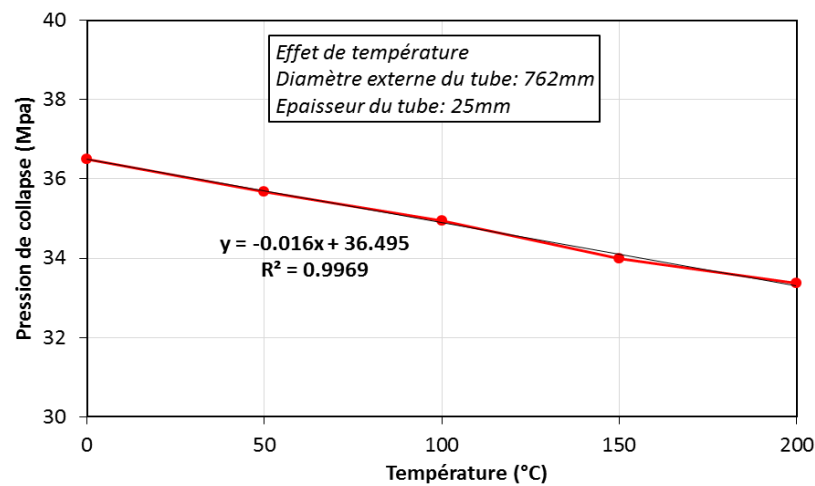


Figure 276 : Evolution de la pression de collapse du tube confiné en fonction de la thermique

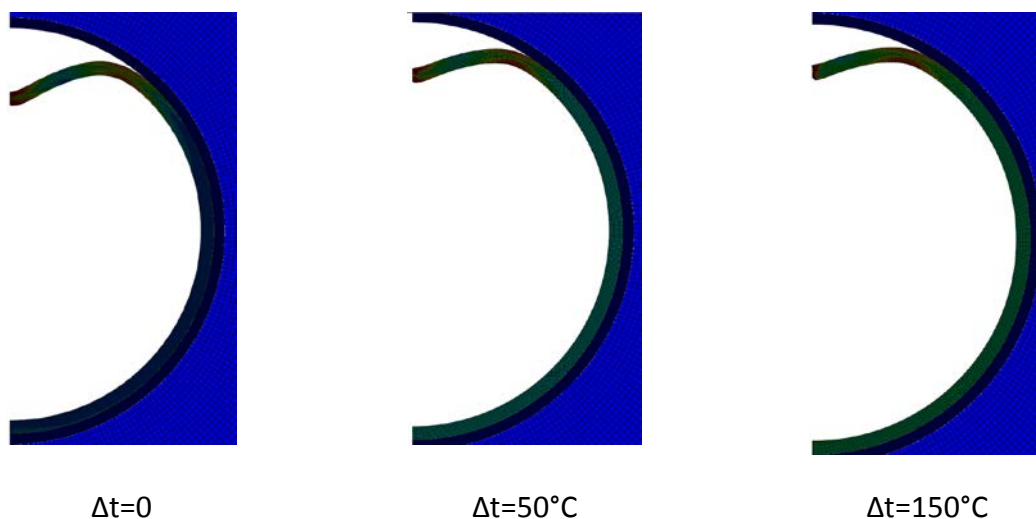


Figure 277 : Exemples de déformées du tube de 25mm d'épaisseur en fonction de la thermique

La corrosion généralisée ou perte d'épaisseur du tube est prise en compte avec l'hypothèse que la couche corrodée n'a plus de résistance mécanique et que la corrosion apparait sur les deux faces du chemisage (vitesse de $10\mu\text{m}/\text{an}$).

Nous considérons ici l'effet du changement d'épaisseur du tube sachant que l'épaisseur initiale est de 25mm et le diamètre moyen est toujours de 737mm. Nous utilisons la méthode « Riks modifié » pour avoir la courbe de charge. Nous considérons un petit défaut géométrique au sommet du tube (amplitude $\Delta_0 = 0.1\text{mm}$) pour pouvoir initier le flambage. La Figure 273 montre la sensibilité de la pression de collapse à l'effet de la thermique pour différentes épaisseurs du tube ce qui revient à dire pour différents étages de la corrosion généralisée.

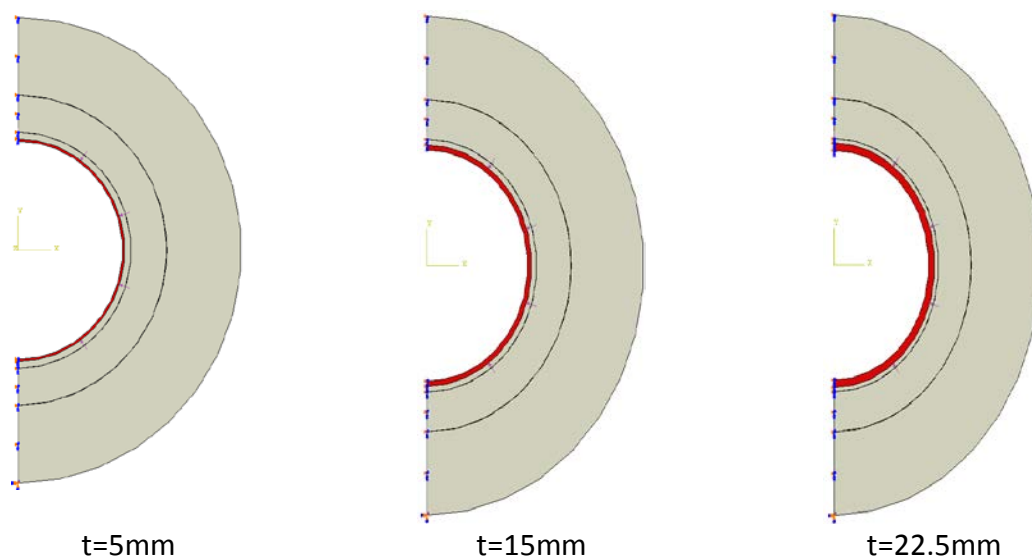


Figure 278 : Modèles étudiés avec différentes épaisseurs du tube

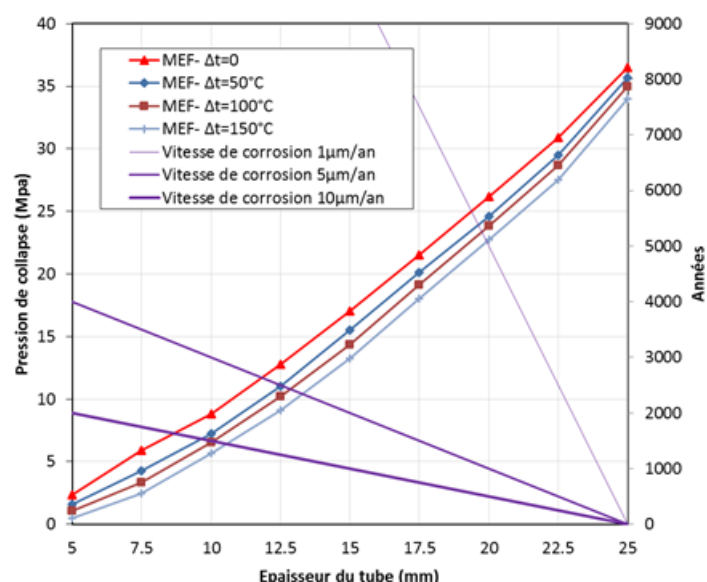


Figure 279 : Evolution de la charge de collapse en fonction de l'épaisseur du tube

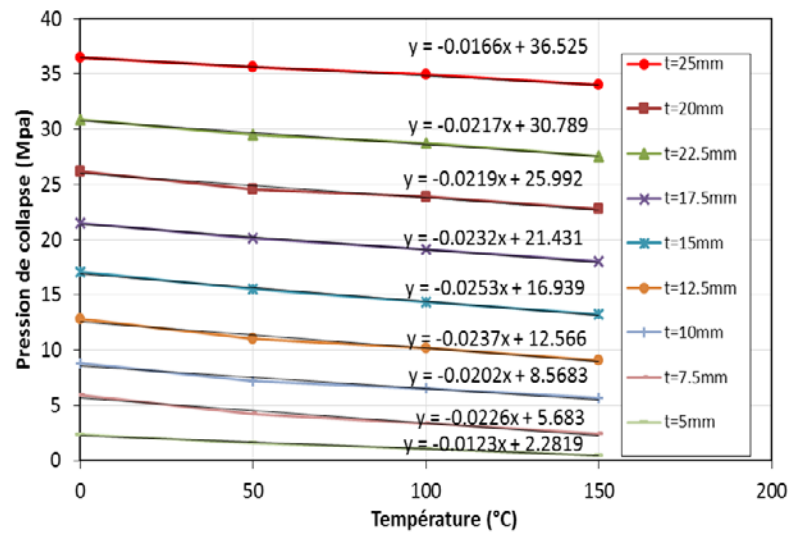


Figure 280 : Evolution de la charge critique en fonction de la thermique et pour différentes épaisseurs

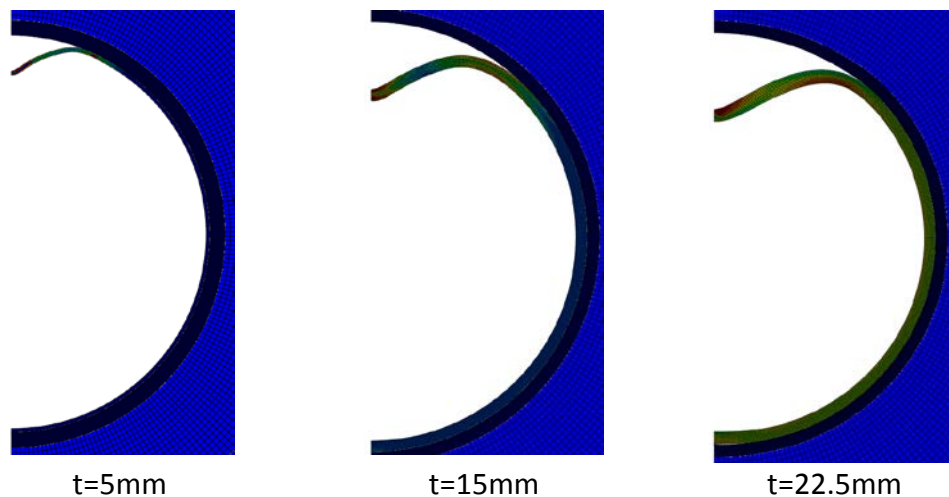


Figure 281 : D Déformées du tube pour différentes épaisseurs et $\Delta t=150^\circ\text{C}$

Ces résultats numériques nous montrent que la charge de collapse P_{co} diminue presque linéairement lorsque l'on augmente la température ΔT du tube. Le flambage est toujours «mono-lobe».

Epaisseur du tube (mm)	Fonction, P_{co} (MPa); Δt ($^{\circ}\text{C}$)
25	$P_{co} = -0.0166\Delta t + 36.53$
22.5	$P_{co} = -0.0217\Delta t + 30.79$
20	$P_{co} = -0.0219\Delta t + 25.99$
17.5	$P_{co} = -0.0232\Delta t + 21.43$
15	$P_{co} = -0.0253\Delta t + 16.94$
12.5	$P_{co} = -0.0237\Delta t + 12.57$
10	$P_{co} = -0.0202\Delta t + 8.57$
7.5	$P_{co} = -0.0226\Delta t + 5.68$
5	$P_{co} = -0.0123\Delta t + 2.28$

Tableau 43 : Equations de la pression de collapse fonction de ΔT pour différentes épaisseurs du tube

3.2.2.12 Combinaison de défauts : ovalisation et corrosion généralisée

Nous considérons ici la combinaison de deux défauts, la corrosion généralisée et un défaut de forme correspondant à l'ovalisation du tube. Cette dernière peut provenir du fait que le chargement in situ est plutôt en mode 2 qu'en mode 0, du fait de l'anisotropie du milieu. Précisons aussi que l'ovalisation initiale est un défaut très courant sur les tubes, l'origine peut être très diverse et dépend du procédé de fabrication, Il est donc important d'évaluer l'effet d'un défaut de type ovalisation, d'autant plus qu'il est démontré que pour de nombreuses configurations géométriques (tubes plutôt que coque), ce défaut à un effet très important sur la capacité portante sous pression externe, la perte de charge est en effet drastique. Pour cette configuration (présence de deux défauts), il est judicieux pour obtenir des calculs représentatifs, de considérer deux défauts initiaux afin d'exciter le flambage bi-lobes. Dans cette partie, nous considérons la formule du défaut inchangée, elle est donnée par l'ANDRA, soit $\Delta_{0\max}=0.005D=3.69\text{mm}$, l'épaisseur du tube est considérée uniforme et nous considérons différents cas représentatifs de différents stades de corrosion, soit une variation de $t=2\text{mm}$ à $t=25\text{mm}$ donnée au Tableau 44, le diamètre moyen du tube est inchangé. Les résultats obtenus par nos simulation numérique (lignes continues) sont comparés avec la solution analytique de Montel (lignes pointillées) sur l'influence du R_t/t - Figure 283.

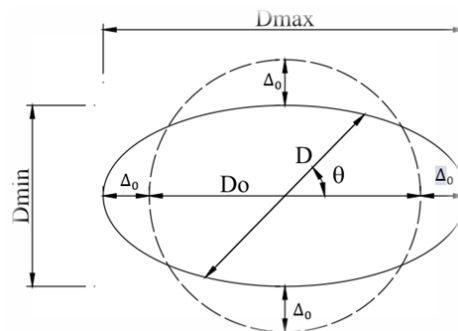


Figure 282 : Description de l'imperfection géométrique de type d'ovalisation

$R_{\text{moyen-tube}}$	368.5 mm
t_{conf}	400 mm
Rigidité du confinement	4000 MPa
Frottement (μ)	0
Flambage en mono lobe	
Corrosion généralisée t_{tube} (mm)	2.5 ; 3 ; 4 ; 5 ; 6 ; 7 ; 7.5 ; 8 ; 9 ; 10 ; 11 ; 12 ; 12.5 ; 15 ; 17.5 ; 20 ; 22.5 ; 25
Imperfection ovale	$\Delta_{0\text{max}}=0.05D=3.69\text{mm}$

Tableau 44 : Données fixes et paramètres variables pour l'étude d'influence du défaut

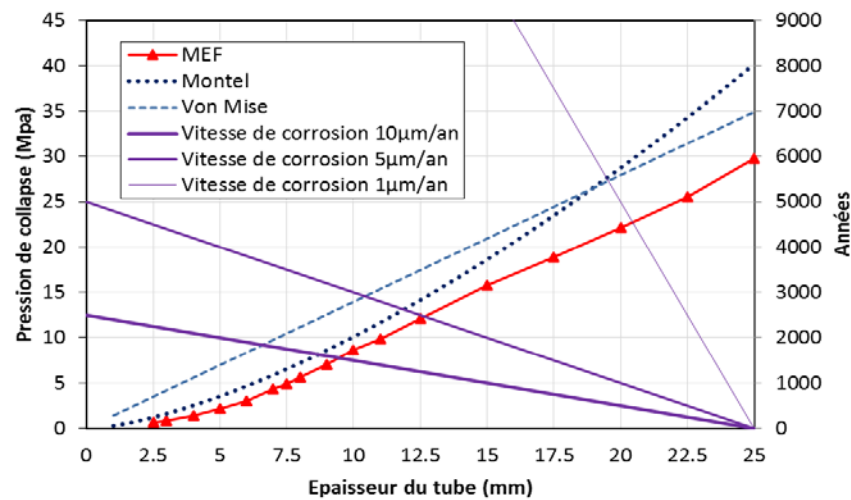


Figure 283 : Charge de collapse du tube avec défaut d'ovalisation et corrosion généralisée

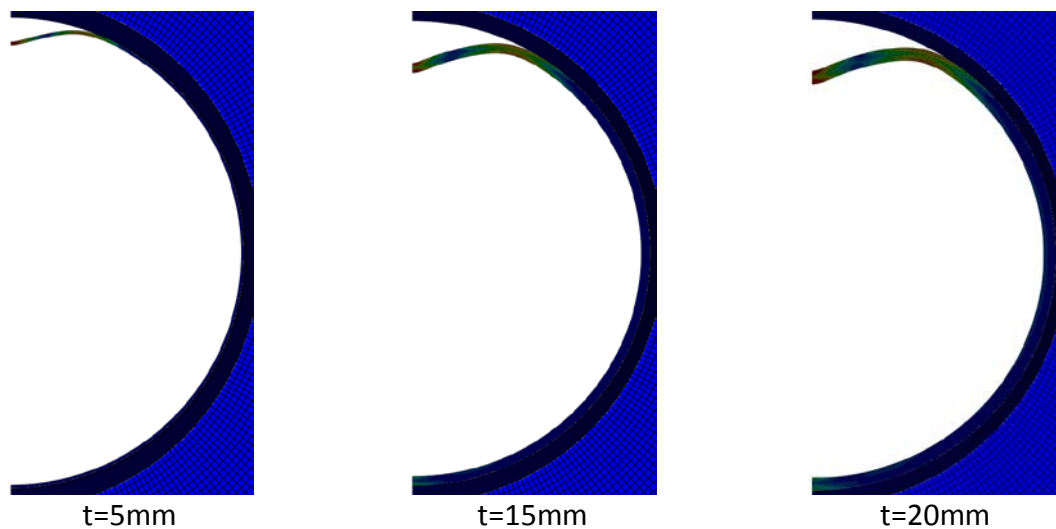


Figure 284 : Exemple de la déformée du tube avec la combinaison des défauts de l'ovalisation et corrosion généralisée

3.2.3 Modèle 3D

Le modèle 3D simplifié est réalisé. L'objectif était de déterminer la charge de collapse et le mode de flambage du tube confiné avec l'effet des géométries de défauts de « corrosion ». Le modèle simplifié a été utilisé parce que des défauts réels de corrosion peuvent prendre toute forme dans les trois sens, en fonction du mécanisme de corrosion. Ainsi, l'approche la plus prudente consiste à adopter une réduction d'épaisseur uniforme sur toute la zone touchée.

Nous étudions deux configurations du défaut de corrosion, la corrosion généralisée et la corrosion localisée avec l'hypothèse que la couche corrodée n'a plus de résistance mécanique.

3.2.3.1 Modèle étudié

Nous considérons le tube de diamètre moyen 737 mm, d'épaisseur initiale 25 mm et de longueur 2000mm, le diamètre externe du confinement est de 1470mm. Vue la symétrie du problème, seul un quart de la structure est modélisé. Le matériau acier est de comportement élasto-plastique à écrouissage isotrope (Tableau 26). Le matériau assurant le confinement externe est considéré élastique ($E'=4000\text{Mpa}$ et $\nu=0.3$).

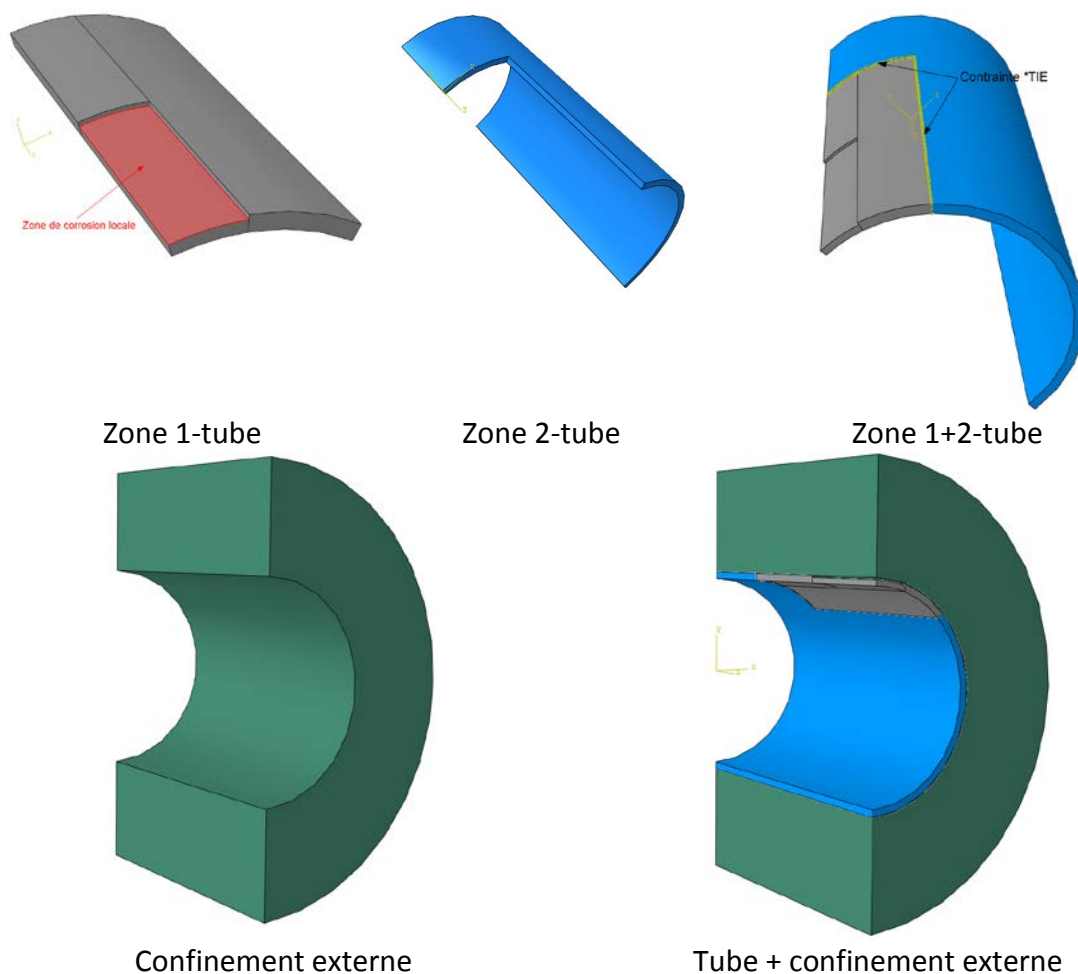


Figure 285 : Modèle étudié

3.2.3.2 Configuration du contact

Dans notre modèle, la surface latérale externe du tube est en contact avec le confinement externe. Nous utilisons le contact surface-vers-surface (S-V-S) qui est recommandée pour tout problème de contact sauf le cas spécifique du contact point-vers-surface. En général, les deux surfaces de contact ont des propriétés mécaniques et des maillages différents, la règle est que le maillage de la surface « maître » est plus grossier que celui de la surface « esclave », ceci pour assurer une meilleure qualité de la solution.

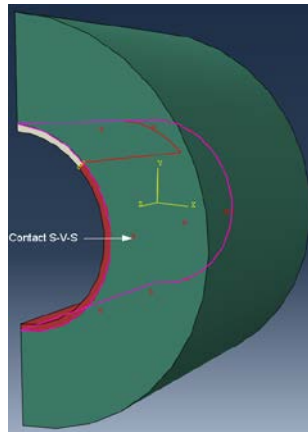


Figure 286 : Configuration du contact entre tube et confinement externe

3.2.3.3 Maillage de la structure et sa convergence

Le tube et le confinement externe sont maillés tout d'abord par des éléments brique linéaire C3D27R avec un point d'intégration (intégration réduite). Pour le tube, le maillage est divisé en deux zones. La densité de maillage est choisie en considérant la distribution du gradient de déformation et de contrainte. La première zone contenant la couche corrodée est maillée finement pour tenir compte des effets du défaut de corrosion localisée, la taille de cette zone est calée en se basant sur celle du défaut (paramètre d , c , l), elle est estimée approximativement par le numérique. Le confinement externe est maillé de façon suffisamment fine pour bien transmettre les contraintes de contact, mais suffisamment grossier pour assurer la condition de surface maître.

Pour assurer la pertinence du calcul numérique, l'étude de la convergence du maillage est indispensable. Trois cas de maillages sont considérés. La couche corrodée (zone 1) est la zone contenant de forts gradients des champs mécaniques (estimer par le calcul numérique) et c'est aussi la zone où l'on veut capturer le flambage. On y impose donc un maillage fin, avec 5 éléments dans l'épaisseur. Pour la deuxième zone, on y impose un maillage grossier, avec 2 éléments dans l'épaisseur (Figure 287).

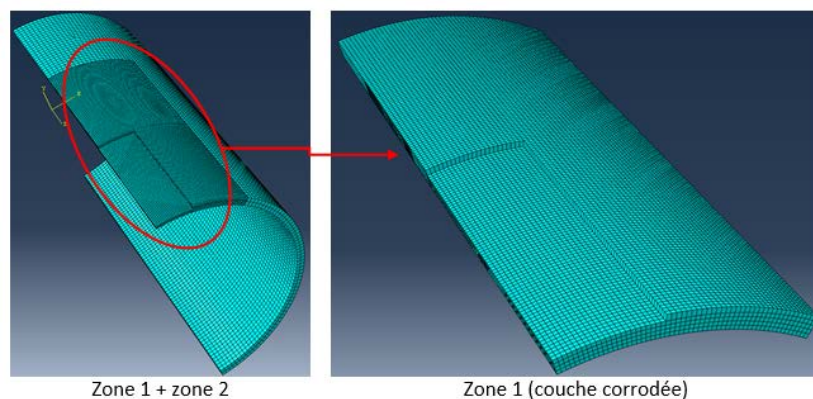


Figure 287 : Maillage du tube

3.2.3.4 Conditions aux limites et chargement

Les conditions aux limites et de chargement sur le quart de la structure modélisé sont représentées Figure 288. L'encastrement est effectué à l'extrémité de la structure (tube et confinement) qui correspond à la coordonnée $z=0$. Les deux conditions de symétrie sont imposées sur le plan $z=1000$ mm et $x=0$. Nous étudions tout d'abord le cas du chargement de pression externe appliquée directement sur toute la paroi externe du tube.

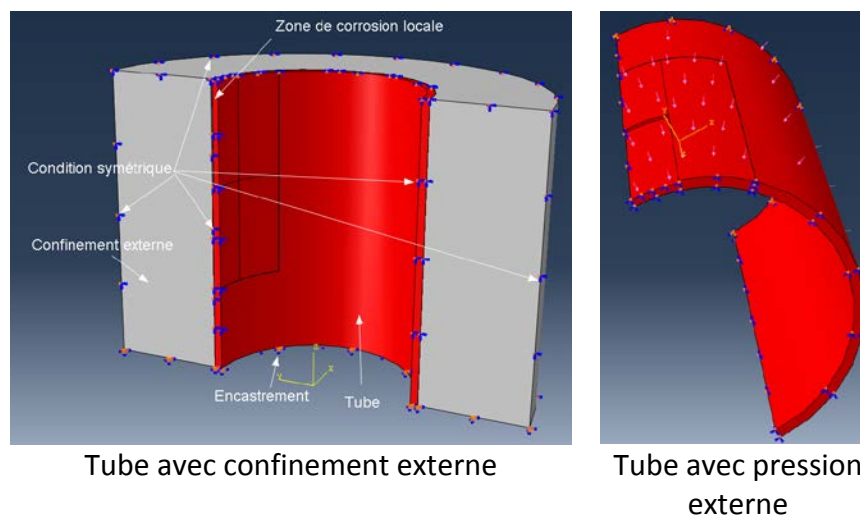


Figure 288 : Condition aux limites et chargement

3.2.3.5 Résultats

Nous étudions tout d'abord le flambage sous pression externe uniforme d'un tube élasto-plastique confiné, de diamètre moyen 737 mm, d'épaisseur initiale 25mm et de longueur initiale 2000mm avec un défaut de corrosion localisée. Le confinement externe est modélisé par un matériau élastique. Les données définissant le cas étudié sont illustrées Figure 289 et précisés Tableau 45.

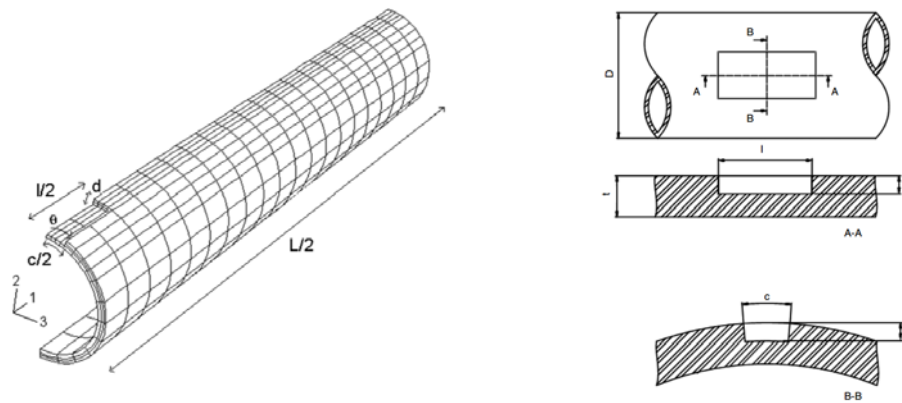


Figure 289 : Taille et forme du défaut de type « corrosion » localisée du tube sans confinement [1]

$R_{\text{moyen-tube}}$	368.5 mm
t_{tube}	25 mm
L	2m
l/D	1
t_{conf}	400 mm
Rigidité du confinement	4000 MPa
Frottement (μ)	0
Flambage en mono lobe	
Δ_0/t	0.004
d/t	0.3
$c/\pi D$	0.1

Tableau 45 : Données caractérisant le tube étudié

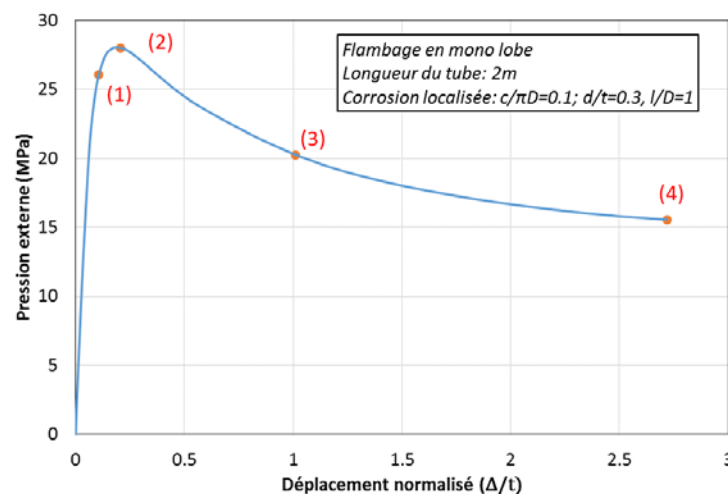


Figure 290 : Réponse du tube confiné avec défaut initial de type « corrosion » localisée

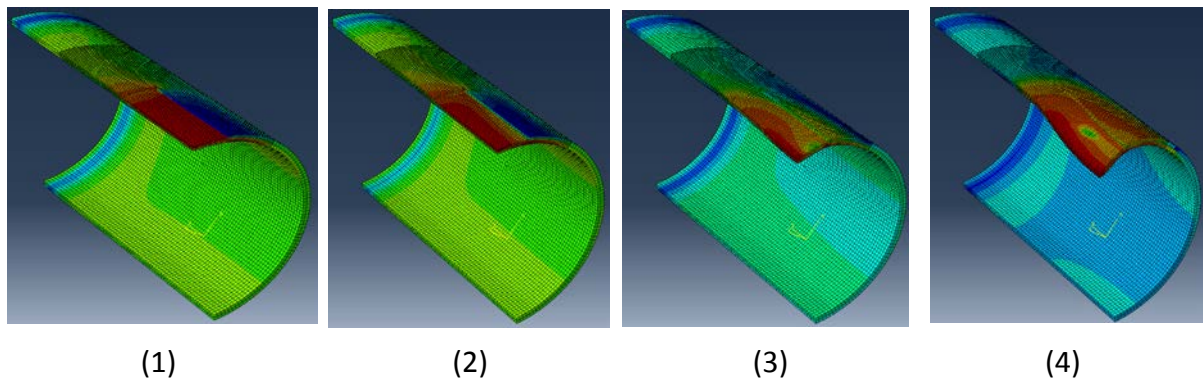


Figure 291 : Evolution de la déformée du tube confiné avec défaut initial de type « corrosion » localisée $c/\pi D=0.1$; $d/t=0.3$, $l/D=1$

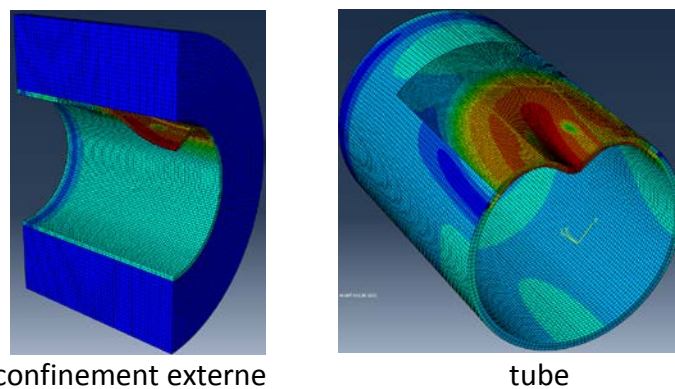


Figure 292 : Flambage en mono-lobe du tube confiné avec défaut initial de type « corrosion » localisée $c/\pi D=0.1$; $d/t=0.3$, $l/D=1$

3.2.3.6 Influence des paramètres

Nous étudions ici la sensibilité de la pression de collapse à la taille de la couche corrodée (paramètre d , c , l - Figure 289). Les paramètres analysés sont illustrés dans le Tableau 46. La Figure 293 montre que la chute de pression de collapse et sa mode peuvent se produire en fonction de la géométrie du défaut.

$R_{\text{moyen-tube}}$	368.5 mm							
t_{tube} (mm)	25 mm							
L (mm)	2000							
L (mm)	250, 1000							
t_{conf}	400 mm							
Rigidité du confinement	4000 MPa							
Frottement (μ)	0							
Flambage en mono lobe								
Δ_0/t	0.004							
d/t	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
$c/\pi D$	0.05							

Tableau 46 : Paramètres analysés

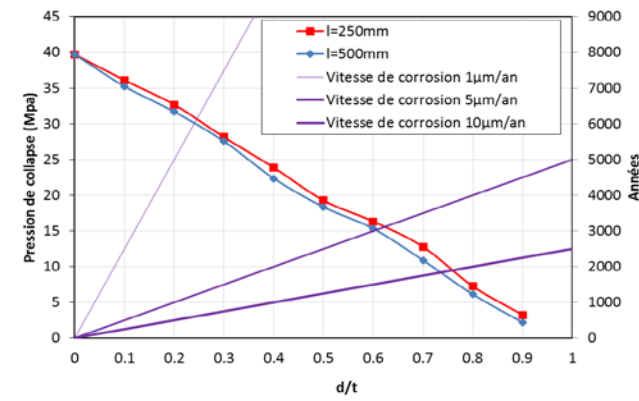


Figure 293 : Evolution de la charge de collapse du tube confiné avec défaut de corrosion localisée $c/\pi D=0.05$ fixe et d/t variable

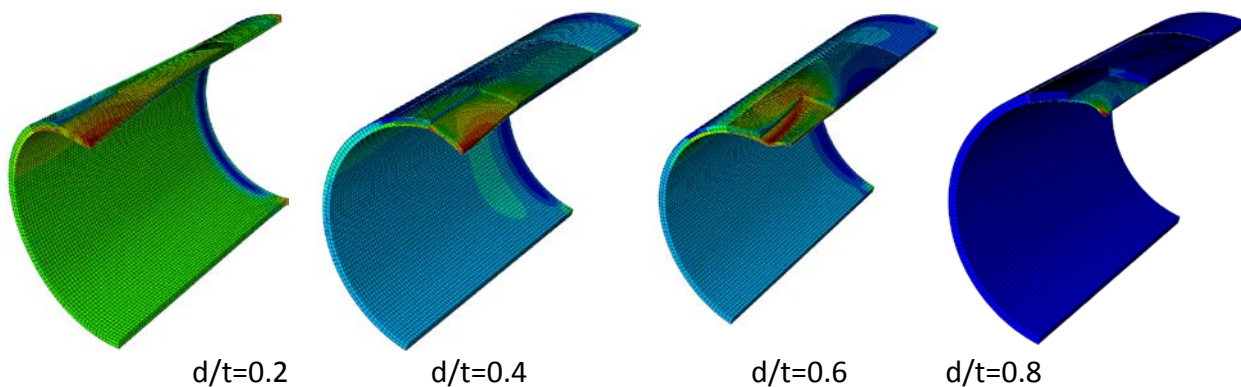


Figure 294 : Déformation du tube confiné avec défaut de corrosion localisée $c/\pi D=0.05$, $l=250\text{mm}$

3.2.3.7 Défaut de type « corrosion » généralisée

Nous étudions 8 cas associés à différentes épaisseurs du tube, le confinement reste inchangé, d'épaisseur 400mm. Les paramètres analysés sont illustrés dans le Tableau 47. La réponse du tube confiné de diamètre moyen 737 mm et d'épaisseur initiale 25 mm est illustrée Figure 295, Figure 296 et Figure 297. La Figure 298 montre la sensibilité de la pression de collapse sur l'effet de l'épaisseur du tube. Les résultats numériques sont comparés avec la solution analytique (lignes pointillées) de Montel et Von Mises).

Tube élasto-plastique avec confinement	
$R_{\text{moyen-tube}}$ (mm)	368.5
t_{tube} (mm)	7.5 10 12.5 15 17.5 20 22.5 25
t_{conf} (mm)	400
Frottement (μ)	0
Flambage en mono-lobes	
Δ_0/t	0.004

Tableau 47 : Paramètres géométriques analysés

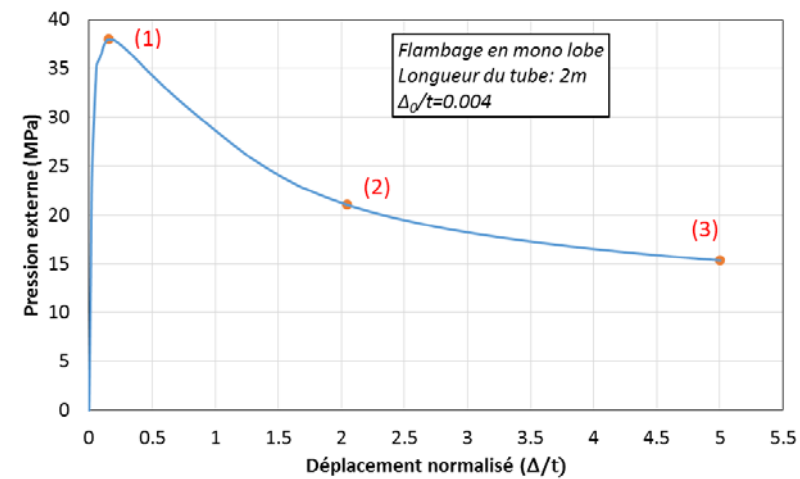


Figure 295 : Réponse du tube confiné

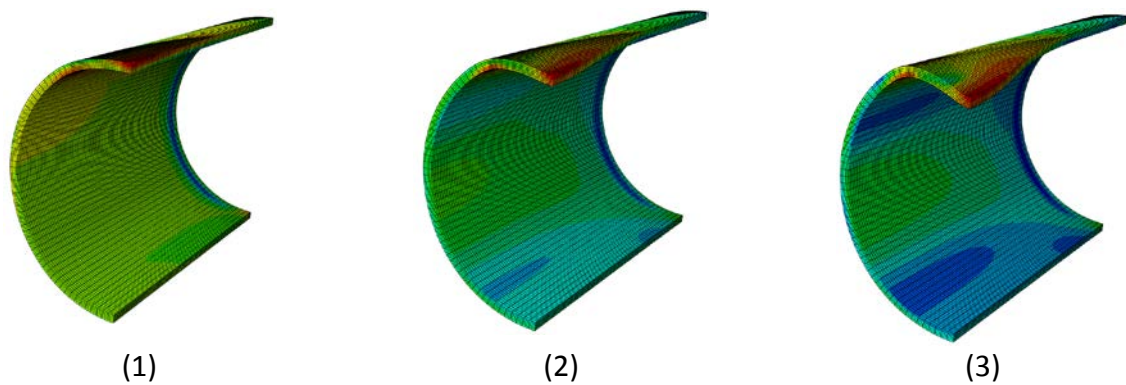


Figure 296 : Evaluation de la déformée du tube confiné

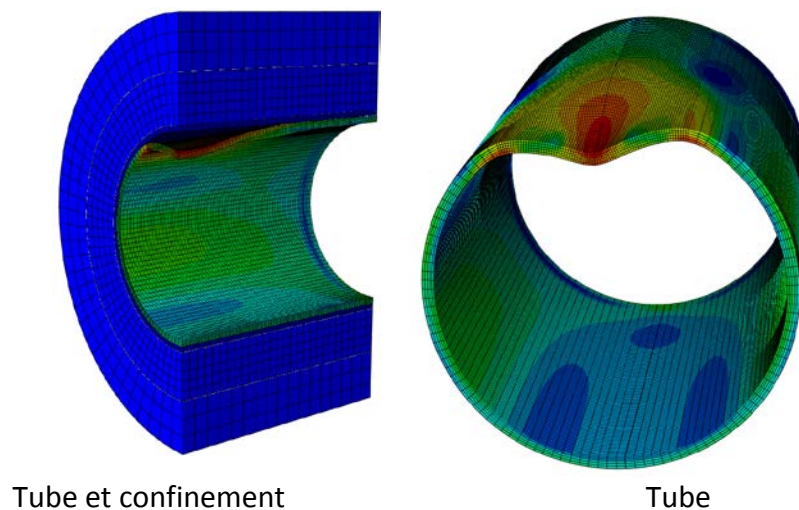


Figure 297 : Flambage en mono-lobes du tube confiné

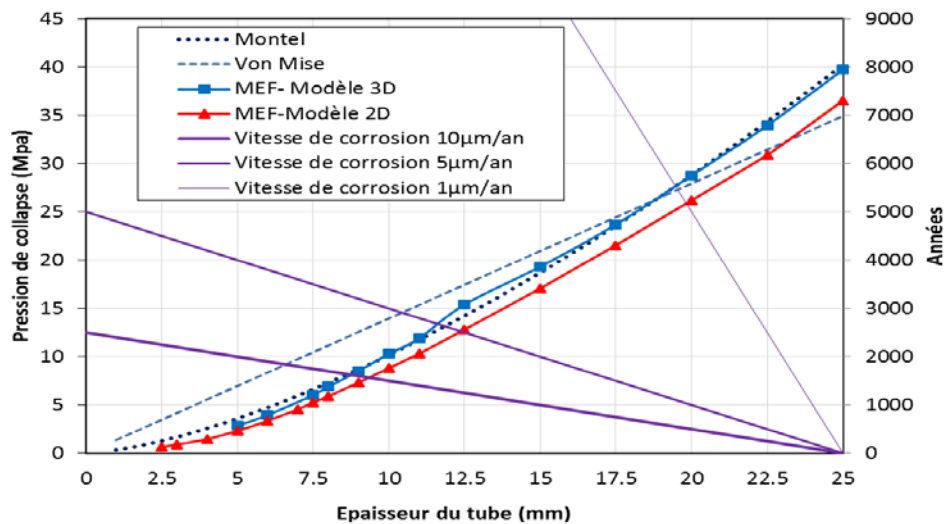


Figure 298 : Evaluation de la charge de collapse avec différentes épaisseurs du tube confiné, pression externe

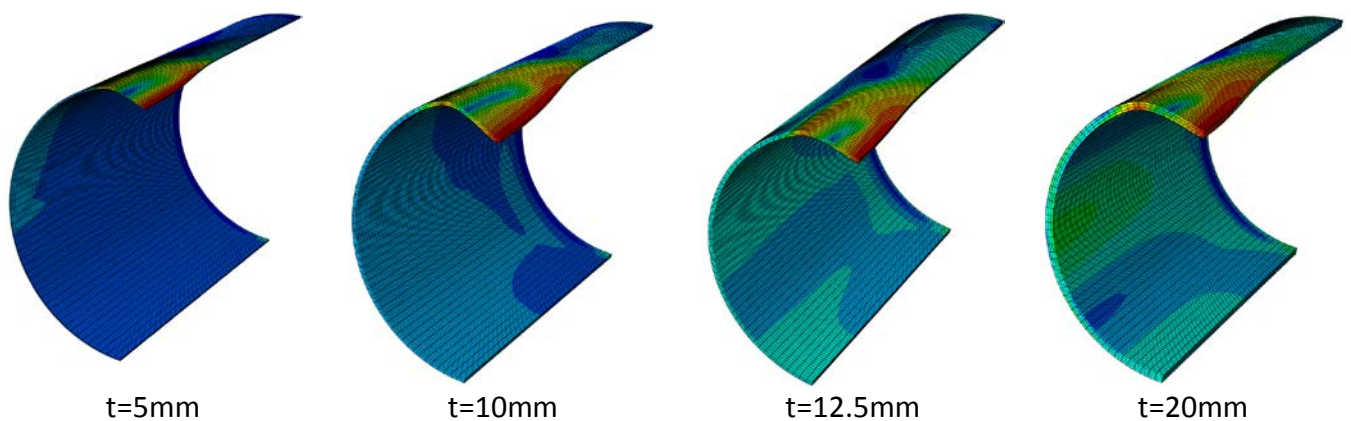


Figure 299 : Déformées obtenues pour différentes épaisseurs

Ces résultats numériques nous montrent une chute de la pression de collapse du tube avec le défaut de corrosion. Le défaut de type corrosion localisée est très sensible, la pression de collapse est très fortement diminuée par rapport à celle du tube parfait. Par ailleurs, elle diminue fortement lorsqu'on augmente le paramètre (d/t).

3.2.4 Conclusion

Nous avons proposé une méthode numérique fiable pour modéliser le flambage sous pression externe du chemisage tubulaire en acier des alvéoles HA du site de Cigéo. Cette approche, nous permet le dimensionnement conservatif (sur une durée minimale de 100 ans qui pourrait être étendue à 500 ans) de ces chemisages vis-à-vis du flambage.

La modélisation numérique (modèle 2D et 3D), via la méthode des éléments finis et à l'aide du code de calcul Abaqus/Standard 6.12-3, a été intensivement investie. Nous avons utilisé la méthode Buckle (perturbation linéaire ou flambage d'Euler) et la méthode « Riks modifié » pour quantifier la charge de collapse et qualifier le mode de collapse en mono lobe du tube sur deux configurations « confinée » et « non-confinée », sous pression externe uniforme. La comparaison de la solution numérique avec la solution issue des calculs analytiques a montré une très bonne corrélation, elle permet donc de valider les simulations numériques proposées.

L'étude menée indique que la rigidité du matériau de confinement est un paramètre sensible. Nous avons montré, que pour l'étude numérique, il faut considérer une épaisseur du matériau de confinement de 400mm, sachant que cette étude concerne un matériau de confinement dont le module varierait dans la plage $2000 < E' < 4000$ MPa. Nous avons aussi montré que le frottement à l'interface tube-milieu confinant, n'influence que très légèrement la pression de collapse et le mode de collapse est inchangé. Donc, ce paramètre peut être considéré comme négligeable.

Les cas étudiés traitent du flambage de tubes métalliques confinés sous pression externe avec différents défauts initiaux : Il existe deux formes de flambage du tube confiné, avec un ou deux lobes. Nos modélisations indiquent que le mode mono-lobe conduit à une pression de collapse inférieure à celles associées au mode bi-lobes ou au mode multi-lobes. Donc, il est judicieux, par conservatisme, de considérer un flambage mono-lobe, qui est par ailleurs le mode retenu dans les travaux de la littérature. Pour les études paramétriques nous retenons donc essentiellement le flambage mono-lobe.

Les différentes tailles et différentes formes du défaut initial de type ovalisation, corrosion (localisée et généralisée) provoquent la chute de la pression de collapse. Le défaut corrosion localisée est très sensible, la charge de collapse est très fortement diminuée par rapport à celle du tube parfait. Par ailleurs, la pression de collapse diminue fortement lorsqu'on augmente le paramètre (d/t) . La longueur d'onde azimutale influence de façon importante la pression de collapse pour les faibles valeurs de l'angle corrodé, puis au-delà d'une valeur seuil, ce paramètre n'a que très peu d'effet, on rejoint asymptotiquement la valeur correspondant à la corrosion généralisée. Nous disposons des courbes de toutes ces configurations, et avons donc les moyens d'assurer un dimensionnement conservatif. Quand la taille du défaut initial est assez grande, le flambage du tube se produit dans le domaine élastique.

Conclusions générales et perspectives

L'objectif général de ces travaux de recherche est d'étudier le phénomène de flambage sous contact dans le cas d'une coque confinée sous pression externe. Nous sommes de reproduire finement le comportement expérimentalement et numériquement afin de l'expliquer.

Pour la partie expérimentale, nous avons procédé à des essais où plusieurs configurations de confinement sont considérées mais uniquement pour tube avec la soudure. Nos essais sont menés en quasi-statique, ils nous montrent le type de mode, sa reproductibilité, mais aussi la nature du mode de flambement et la charge critique. La nature du milieu extérieur associé au confinement, le matériau de confinement (par « glace », polystyrène et sable), discrète ou locale au lieu du total (surface entière de la coque), sont jaugés. Une instrumentation adéquate, couplant des mesures ponctuelles, à l'aide de jauges de déformation, et un capteur de pression, nous a permis de correctement mettre en exergue la phénoménologie. Nos tests nous montrent le gain important induit par confinement sur la charge critique et le mode de flambage, ce gain est lié à la rigidité et à l'épaisseur du confinement.

La modélisation numérique menée en utilisant des outils de calcul par éléments finis à l'aide du code de calcul Abaqus/Standard 6.12-3. Les coques cylindriques à l'étude et les confinements externes sont simulés avec des éléments finis en non-linéaire géométrique (flambage), non linéaire matériel, et conditions aux limites (contact). Nous utilisons la méthode Buckle (perturbation linéaire ou flambage d'Euler) et la méthode « Riks modifié » pour quantifier la charge de collapse et qualifier le mode de collapse. La modélisation via des éléments massifs et des éléments coques volumiques permettent de corroborer les observations expérimentales.

La modélisation numérique de ce procédé (modèle 2D et 3D), via la méthode des éléments finis du flambage sous pression externe des chemisages en acier des alvéoles HA de l'Andra ($D_m=737\text{mm}$, $t=25\text{mm}$, module d'Young $E=210700\text{ MPa}$, $\nu=0.3$) est effectuée pour donner le dimensionnement conservatif (sur une durée à minimal de 100 ans qui pourrait être étendue à 500 ans) de ces chemisages vis-à-vis du flambage. Deux configurations « confinée » et « non-confinée » sont considérées. La comparaison de la solution numérique avec la solution analytique a montré une très bonne corrélation, elle permet donc de valider l'élément implanté. Cette étude nous indique que la rigidité du matériau de confinement est un paramètre sensible. Nous avons montré, que pour l'étude numérique, il faut considérer une épaisseur du matériau de confinement de 400mm, sachant que cette étude concerne un matériau de confinement dont le module varierait dans la plage $2000 < E' < 4000\text{ MPa}$. Nous avons aussi montré que le frottement du contact n'influence que très légèrement la pression de collapse et sa mode de collapse est inchangé. Donc, ce paramètre sera donc abandonné par la suite. Nos modélisations indiquent que le mode mono-lobe conduit à une pression de collapse inférieure que le mode bi-lobes ou multi-lobes. Donc, la forme d'un flambage mono-lobe semble justifiée, elle est par ailleurs utilisée dans les travaux de la littérature, autant l'analyse analytique que numérique sauf pour le cas du défaut de type ovalisation. Pour les études paramétriques nous retenons donc essentiellement le flambage mono-lobe. Les différentes tailles et différentes formes du défaut initial de type de corrosion (localisée et généralisée) provoquent la

chute de la pression de collapse. Le défaut corrosion localisée est très sensible, la charge de collapse est très fortement diminuée par rapport à celle du tube parfait. Par ailleurs, la pression de collapse diminue fortement lorsqu'on augmente le paramètre (d/t) . La longueur d'onde azimutale influence de façon importante la pression de collapse pour les faibles valeurs de l'angle corrodé, puis au-delà d'une valeur seuil, ce paramètre n'a que très peu d'effet, on rejoint asymptotiquement la valeur correspondant à la corrosion généralisée. Nous disposons des courbes de toutes ces configurations, et avons donc les moyens d'assurer un dimensionnement conservatif.

La modélisation numérique du flambage sous pression bilatérale des coques cylindriques à mince paroi ($D_m=99.20\text{mm}$, $t=0.237\text{mm}$, module d'Young $E=198000\text{MPa}$, $\nu=0.3$) avec confinement externe, soumises à deux types de pression externe, celle appliquée sur la paroi externe du tube, et celle appliquée sur la paroi externe du confinement. Les choix de modélisation retenus nous ont permis de corroborer les observations expérimentales afin d'étudier la pression critique et le mode de flambage de la coque, il nous montre l'effet d'imperfection initial. La comparaison de la solution numérique avec la solution analytique a montré une très bonne corrélation, elle permet donc de valider l'élément implanté. La pression critique est inférieure par rapport à la solution analytique de Ross, Donnell et Rawad. La théorie classique est basée sur l'hypothèse d'une géométrie parfaite. L'imperfection géométrique réduit clairement la capacité de flambage de coques cylindriques soumises à une pression latérale. Pour la configuration confinée, la pression critique est la fonction croissante de l'épaisseur totale du confinement externe. La condition de contact entre la coque et le confinement total est très sensible sur la charge de collapse. Les coques avec confinement local, donnent la charge critique dans l'intervalle des coques seule et coque avec confinement total (même épaisseur). Sa charge critique a augmenté 1.8% par rapport le cas de la coque seule. Les résultats nous montrent une sensibilité de l'épaisseur du confinement avec la même rigidité et la condition de contact sur la charge de collapse.

La modélisation numérique de ce procédé (modèle 3D) du flambage des coques cylindriques confinées à mince paroi ($D_m=249.2\text{mm}$, $t=0.8\text{mm}$, module d'Young $E=209750\text{MPa}$, $\nu=0.3$) sous la pression externe qui est engendrée par la convergence du matériau du confinement qui induit une déformation du tube, est effectuée. Les choix de modélisation retenus nous ont permis de corroborer les observations expérimentales afin d'étudier la pression critique et le mode de flambage de la coque, il nous montre l'effet d'imperfection initial. La pression critique est la fonction croissante de la rigidité du confinement externe. Le frottement du contact entre la coque et le confinement influence très légèrement sur la charge de collapse. La comparaison de deux configurations du chargement est effectuée, les résultats nous montrent une sensibilité de deux types de chargement appliquée sur la pression de collapse et mode de collapse de la coque.

Nous finissons par rappeler les apports de cette étude mais aussi à en souligner les manques, ce qui nous permet de proposer des perspectives, aussi bien sur le plan expérimental que numérique.

❖ Partie expérimentale

- ☐ Tester des tubes avec soudure continue et sans soudure, avec plusieurs de la rigidité du confinement
- ☐ Tester l'effet d'une compression axiale régulée qui permettrait d'améliorer le confinement
- ☐ Mesurer la pression directement appliquée sur la paroi du tube par le capteur spécial

❖ Partie numérique

- ☐ L'effet compression axiale régulée sur le confinement
- ☐ Pression appliquée est non-uniforme

Références

- [1] R. Watkins, "Buried Pipe Encased in Concrete," in *Pipeline Engineering and Construction*, American Society of Civil Engineers, pp. 1–10.
- [2] D. Berti, R. Stutzman, E. Lindquist, and M. Eshghipour, "Technical Forum: Buckling of Steel Tunnel Liner Under External Pressure," *Journal of Energy Engineering*, vol. 124, no. 3, pp. 55–89, 1998.
- [3] A. Limam, *Flambage de coques cylindriques sous combinaison de chargements : pression interne et compression axiale*. Villeurbanne, INSA, 1991.
- [4] M. A. Crisfield, *Non-linear Finite Element Analysis of Solids and Structures*, vol. 1: Essentials. John Wiley & Sons, 1991.
- [5] C. Bisagni, "Numerical analysis and experimental correlation of composite shell buckling and post-buckling," *Composites Part B: Engineering*, vol. 31, no. 8, pp. 655–667, 2000.
- [6] K. Jorabchi and K. Suresh, "A robust continuation method to pass limit-point instability," *Finite Elements in Analysis and Design*, vol. 47, no. 11, pp. 1253–1261, Nov. 2011.
- [7] Y.-B. YANG and M.-S. SHIEH, "Solution method for nonlinear problems with multiple critical points," *AIAA Journal*, vol. 28, no. 12, pp. 2110–2116, 1990.
- [8] J.-D. Y. Yeong-Bin Yang, "Recent developments in geometrically nonlinear and postbuckling analysis of framed structures," *Applied Mechanics Reviews - APPL MECH REV*, vol. 56, no. 4, 2003.
- [9] K.-J. Bathe and E. N. Dvorkin, *On the Automatic Solution of Nonlinear Finite Element Equations*. 1983.
- [10] H. Chen and G. E. Blandford, "Work-increment-control method for non-linear analysis," *Int. J. Numer. Meth. Engng.*, vol. 36, no. 6, pp. 909–930, Mar. 1993.
- [11] G. A. Wempner, "Discrete approximations related to nonlinear theories of solids," *International Journal of Solids and Structures*, vol. 7, no. 11, pp. 1581–1599, Nov. 1971.
- [12] E. Riks, "An incremental approach to the solution of snapping and buckling problems," *International Journal of Solids and Structures*, vol. 15, no. 7, pp. 529–551, 1979.
- [13] B.-H. Kröplin, "A viscous approach to post buckling analysis," *Engineering Structures*, vol. 3, no. 3, pp. 187–189, Jul. 1981.
- [14] A. Aimi, M. Diligenti, and F. Freddi, "Numerical aspects in the SGBEM solution of softening cohesive interface problems," *Journal of Computational and Applied Mathematics*, vol. 210, no. 1–2, pp. 22–33, Dec. 2007.
- [15] X. S. Bashir-Ahmed Memon, "Arc-length technique for nonlinear finite element analysis," *Journal of Zhejiang University. Science*, vol. 5, no. 5, pp. 618–28, 2004.
- [16] M. Ritto-Corrêa and D. Camotim, "On the arc-length and other quadratic control methods: Established, less known and new implementation procedures," *Computers & Structures*, vol. 86, no. 11–12, pp. 1353–1368, Jun. 2008.
- [17] 6.12-3 Abaqus, *User's manuals*. Pawtucket, USA: Hibbitt, Karlsson, and Sorensen, Inc.
- [18] M. A. Crisfield, "A fast incremental/iterative solution procedure that handles 'snap-through,'" *Computers & Structures*, vol. 13, no. 1–3, pp. 55–62, Jun. 1981.
- [19] E. Ramm, "Strategies for Tracing the Nonlinear Response Near Limit Points," in *Nonlinear Finite Element Analysis in Structural Mechanics*, P. D.-I. W. Wunderlich, P. D.-I. E. Stein, and P. K.-J. B. P. D, Eds. Springer Berlin Heidelberg, 1981, pp. 63–89.
- [20] G. Powell and J. Simons, "Improved iteration strategy for nonlinear structures," *Int. J. Numer. Meth. Engng.*, vol. 17, no. 10, pp. 1455–1467, Oct. 1981.
- [21] S. King and T. Richards, "Solving Contact Problems with Abaqus." DS UK Ltd, Coventry, Mar-2013.

- [22] J. O. Hallquist, G. L. Goudreau, and D. J. Benson, "Sliding interfaces with contact-impact in large-scale Lagrangian computations," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 51, no. 1–3, pp. 107–137, Sep. 1985.
- [23] A. B. Chaudhary and K.-J. Bathe, "A solution method for static and dynamic analysis of three-dimensional contact problems with friction," *Computers & Structures*, vol. 24, no. 6, pp. 855–873, 1986.
- [24] P. Wriggers, T. Vu Van, and E. Stein, "Finite element formulation of large deformation impact-contact problems with friction," *Computers & Structures*, vol. 37, no. 3, pp. 319–331, 1990.
- [25] A. Klarbring, "A mathematical programming approach to three-dimensional contact problems with friction," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 58, no. 2, pp. 175–200, Oct. 1986.
- [26] N. Strömberg, "An implicit method for frictional contact, impact and rolling," *European Journal of Mechanics - A/Solids*, vol. 24, no. 6, pp. 1016–1029, Nov. 2005.
- [27] F.-J. Wang, L.-P. Wang, J.-G. Cheng, and Z.-H. Yao, "Contact force algorithm in explicit transient analysis using finite-element method," *Finite Elements in Analysis and Design*, vol. 43, no. 6–7, pp. 580–587, Apr. 2007.
- [28] J. Oliver, A. E. Huespe, and J. C. Cante, "An implicit/explicit integration scheme to increase computability of non-linear material and contact/friction problems," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 197, no. 21–24, pp. 1865–1889, Apr. 2008.
- [29] M. L. Wilkins, *Calculation of Elastic-plastic Flow*. Lawrence Livermore Laboratory, University of California, 1969.
- [30] F. Moirrot, *Etude de la stabilité d'un équilibre en présence de frottement de coulomb. Application au cisaillement des freins à disque*. ECOLE POLYTECHNIQUE, 1998.
- [31] É.-C. X, G. A, and L. J, "Assessment of performance of various shell elements in tube bending and hydroforming in computational industrial environment," presented at the X International Conference on Computational Plasticity COMPLAS X, CIMNE, Barcelona, 2009.
- [32] D. Vasilakis and S. A. Karamanos, "Stability of confined thin-walled steel cylinders under external pressure," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 51, no. 1, pp. 21–32, Jan. 2009.
- [33] D. Vasilakis and S. A. Karamanos, "Buckling Design of Confined Steel Cylinders Under External Pressure," *J. Pressure Vessel Technol.*, vol. 133, no. 1, pp. 011205–011205, Dec. 2010.
- [34] Y. Bai, S. Yuan, P. Cheng, P. Han, W. Ruan, and G. Tang, "Confined collapse of unbonded multi-layer pipe subjected to external pressure," *Composite Structures*, vol. 158, pp. 1–10, Dec. 2016.
- [35] J. Jeyapalan and R. Watkins, "Modulus of Soil Reaction (E') Values for Pipeline Design," *Journal of Transportation Engineering*, vol. 130, no. 1, pp. 43–48, 2004.
- [36] A. Omara, L. Guice, W. Straughan, and F. Akl, "Buckling Models of Thin Circular Pipes Encased in Rigid Cavity," *Journal of Engineering Mechanics*, vol. 123, no. 12, pp. 1294–1301, 1997.
- [37] D. Vasilakis and S. A. Karamanos, "Stability of confined thin-walled steel cylinders under external pressure," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 51, no. 1, pp. 21–32, Jan. 2009.
- [38] Z. Li, L. Wang, Z. Guo, and H. Shu, "Elastic buckling of cylindrical pipe linings with variable thickness encased in rigid host pipes," *Thin-Walled Structures*, vol. 51, pp. 10–19, Feb. 2012.
- [39] V. M. R, *Der Kritisch Aussendruck Zylindrischer Rohre*, VDI-Z, 1914, Vol. 58, Pp 750-755. .
- [40] L. H. Donnell, "Beams, plates and shells /," 1976. .
- [41] S. B. Batdorf, *A Simplified Method of Elastic-stability Analysis for Thin Cylindrical Shells: Donnell's equation*. National Advisory Committee for Aeronautics, 1947.

-
- [42] D. O. Brush and B. O. Almroth, *Buckling of bars, plates, and shells*. New York: McGraw-Hill, 1975.
- [43] S. S. R. Council and B. G. Johnson, *Guide to Stability Design Criteria for Metal Structures*. John Wiley & Sons, 1976.
- [44] "Stabilité des coques cylindriques et sphériques." Séminaire Flambement des structures I.T.B.T.P, Saint Rémy Les Chevreuses, Editions du Bâtiment et Travaux publics (Fr), 1981, pp 185-210., 22 mai-1980.
- [45] D. F. Windenburg, "Collapse by Instability of Thin Cylindrical Shells Under External Pressure," Feb. 2010.
- [46] R. G. Sturm, "A Study of the collapsing pressure of thin-walled cylinders," 1941.
- [47] G. Gerard, H. Becker, and N. Y. University, *Handbook of structural stability: Strength of thin-wing construction*. National Aeronautics and Space Administration, 1959.
- [48] B. B and A. JC, "Initial post-buckling behaviour of cylindrical shells under external pressure," J Math Phys, 1968.
- [49] C. de Paor, D. Kelliher, K. Cronin, W. M. D. Wright, and S. G. McSweeney, "Prediction of vacuum-induced buckling pressures of thin-walled cylinders," *Thin-Walled Structures*, vol. 55, pp. 1–10, Jun. 2012.
- [50] J. H. Wang and A. Koizumi, "Buckling of cylindrical shells with longitudinal joints under external pressure," *Thin-Walled Structures*, vol. 48, no. 12, pp. 897–904, Dec. 2010.
- [51] M. Lévy, "Mémoire sur un nouveau cas intégrable du problème de l'élastique et l'une des ses applications," *Journal de Mathématiques Pures et Appliquées*, pp. 5–42, 1884.
- [52] "Timoshenko - Theory of Elastic Stability," *Scribd*, Oct-2014].
- [53] S. Kyriakides and E. Corona, *Mechanics of Offshore Pipelines: Volume 1 Buckling and Collapse*. Amsterdam ; Boston: Elsevier Science, 2007.
- [54] T. S, "Working stresses for columns and thin-walled structures." ASME Journal of Applied Mechanics. 1, pp 173-183, 1933.
- [55] W. Flügge and H. Jacot, *Statique et dynamique des coques : Par Wilhelm Flügge,... Traduit par H. Henri Jacot*. Eyrolles Villeneuve-Saint-Georges, l'Union typographique, 1960.
- [56] M. K. Yeh and S. Kyriakides, "On the Collapse of Inelastic Thick-Walled Tubes Under External Pressure," *J. Energy Resour. Technol.*, vol. 108, no. 1, pp. 35–47, Mar. 1986.
- [57] S. J. . W., and A. J, "Stability of shells structures: Buckling and collapse," Pergamon, Jul-2007.
- [58] N. Yamaki, *Elastic stability of circular cylindrical shells*. North-Holland, 1984.
- [59] V. I. W. P. Seide, "THE DEVELOPMENT OF DESIGN CRITERIA FOR ELASTIC STABILITY OF THIN SHELL STRUCTURES," p. 218, 1960.
- [60] U. Schulz, *Der Stabilitätsnachweis bei Schalen*. Versuchsanst. für Stahl, Holz u. Steine d. Univ. Fridericiana, 1981.
- [61] L. H. SOBEL, "Effects of boundary conditions on the stability of cylinders subject to lateral and axial pressures," *AIAA Journal*, vol. 2, no. 8, pp. 1437–1440, 1964.
- [62] L. El-Bayoumy, "Buckling of a Circular Elastic Ring Confined to a Uniformly Contracting Circular Boundary," *Journal of Applied Mechanics*, vol. 39, no. 3, pp. 758–766, Sep. 1972.
- [63] K. W. T, "A consistent first approximation in the general theory of thin elastic shells." Proc. 1st IUTAM Symposium on Shell Theory, (Delft, 1959), Amsterdam pp. 12–33 (1960).
- [64] Y. N, "Post buckling and imperfection sensitivity of circular cylindrical shells under compression." Theoretical and Applied Mechanics, W.T. KOITER, Amsterdam: North-Holland, 1977.
- [65] "Plastic Stability Theory of Thin Shells," *Journal of the Aeronautical Sciences (Institute of the Aeronautical Sciences)*, vol. 24, no. 4, pp. 269–274, 1957.
-

- [66] T. A. Netto, U. S. Ferraz, and A. Botto, "On the effect of corrosion defects on the collapse pressure of pipelines," *International Journal of Solids and Structures*, vol. 44, no. 22–23, pp. 7597–7614, Nov. 2007.
- [67] P. T. Hsu, J. Elkon, and T. H. H. Pian, "Note on the Instability of Circular Rings Confined to a Rigid Boundary," *Journal of Applied Mechanics*, vol. 31, no. 3, pp. 559–562, Sep. 1964.
- [68] R. Chicurel, "Shrink Buckling of Thin Circular Rings," *Journal of Applied Mechanics*, vol. 35, no. 3, pp. 608–610, Sep. 1968.
- [69] J. Bucciarelli L. L. and T. H. H. Pian, "Effect of Initial Imperfections on the Instability of a Ring Confined in an Imperfect Rigid Boundary," *Journal of Applied Mechanics*, vol. 34, no. 4, pp. 979–984, Dec. 1967.
- [70] T. C. Soong and I. Choi, "Buckling of an Elastic Elliptical Ring Inside a Rigid Boundary," *Journal of Applied Mechanics*, vol. 52, no. 3, pp. 523–528, Sep. 1985.
- [71] W. J. Bottega, "On the behavior of an elastic ring within a contracting cavity," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 31, no. 5, pp. 349–357, 1989.
- [72] A.-A. Omara, L. K. Guice, W. T. Straughan, and F. Akl, "INSTABILITY OF THIN PIPES ENCASED IN OVAL RIGID CAVITY," *Journal of Engineering Mechanics*, vol. 126, no. 4, Apr. 2000.
- [73] J. A. Cheney, "Pressure Buckling of Ring Encased in Cavity," *Journal of the Engineering Mechanics Division*, vol. 97, no. 2, pp. 333–343, Apr. 1971.
- [74] I. D. M. Khaled El-Sawy, "Stability of Loosely Fitted Liners Used to Rehabilitate Rigid Pipes," *Journal of Structural Engineering-asce - J STRUCT ENG-ASCE*, vol. 124, no. 11, 1998.
- [75] O. Thepot, "A new design method for non-circular sewer linings," *Tunneling and Underground Space Technology*, vol. 15, no. 4, pp. 25–41, Apr. 2000.
- [76] R. Montel, "FORMULE SEMI-EMPIRIQUE POUR LA DÉTERMINATION DE LA PRESSION EXTÉRIEURE LIMITE D'INSTABILITÉ DES CONDUITES MÉTALLIQUES LISSES NOYÉES DANS DU BÉTON," *La Houille Blanche*, no. 5, pp. 560–568, Apr. 2011.
- [77] Aggarwal, S.C. & Cooper, M.J, "External Pressure Testing of Insituform Linings," Internal Report, Coventry (Lanchester) Polytechnic, 1984.
- [78] "Long-Term Structural Behavior of Pipeline Rehabilitation Systems," *Journal of Infrastructure Systems*, vol. 1, no. 4, pp. 214–220, 1995.
- [79] "Collapse Resistance of Cured in Place Pipes | NASTT - North American Society For Trenchless Technology," 23-Aug-2013.
- [80] K. El-Sawy and I. Moore, "Stability of Loosely Fitted Liners Used to Rehabilitate Rigid Pipes," *Journal of Structural Engineering*, vol. 124, no. 11, pp. 1350–1357, 1998.
- [81] J. C. Boot, "Elastic buckling of cylindrical pipe linings with small imperfections subject to external pressure," *Tunnelling and Underground Space Technology*, vol. 12, Supplement 1, pp. 3–15, 1997.
- [82] K. M. El-Sawy and A. M. I. Sweedan, "Elastic stability analysis of loosely fitted thin liners – A proposed simplified procedure and evaluation of existing solutions," *Tunnelling and Underground Space Technology*, vol. 25, no. 6, pp. 689–701, Dec. 2010.
- [83] C. Madryas and A. Szot, "Structural sensitivity of circular sewer liners to geometrical imperfections," *Tunnelling and Underground Space Technology*, vol. 18, no. 4, pp. 421–434, Aug. 2003.
- [84] J. Gumbel, "New Approach to Design of Circular Liner Pipe to Resist External Hydrostatic Pressure," 2001, pp. 1–18.
- [85] S. Kyriakides and S.-K. Youn, "On the collapse of circular confined rings under external pressure," *International Journal of Solids and Structures*, vol. 20, no. 7, pp. 699–713, 1984.

- [86] S. Kyriakides, "Propagating buckles in long confined cylindrical shells," *International Journal of Solids and Structures*, vol. 22, no. 12, pp. 1579–1597, 1986.
- [87] "Timoshenko - Theory of Elastic Stability," *Scribd*. Feb-2014].
- [88] R. Troisvallets and R. Montel, "ESSAIS SUR L'INSTABILITÉ DES CONDUITES MÉTALLIQUES LISSES NOYÉES DANS DU BÉTON ET SOUMISES À UNE PRESSION EXTÉRIEURE (suite et fin)," *La Houille Blanche*, no. 5, pp. 551–559, Apr. 2011.
- [89] E. C. for C. Steelwork, *European Recommendations for Steel Construction*. London ; New York: Longman Group United Kingdom, 1981.
- [90] J. L. G. Valdeolivas and J. C. Mosquera, "A Full 3D Finite Element Model for Buckling Analysis of Stiffened Steel Liners in Hydroelectric Pressure Tunnels," *J. Pressure Vessel Technol.*, vol. 135, no. 6, pp. 061205–061205, Oct. 2013.
- [91] W. J. Bottega, "On the separation of concentric elastic rings," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 35, no. 10, pp. 851–866, Oct. 1993.
- [92] F.-S. Li and S. Kyriakides, "On the response and stability of two concentric, contacting rings under external pressure," *International Journal of Solids and Structures*, vol. 27, no. 1, pp. 1–14, 1991.
- [93] S. Kyriakides and L.-H. Lee, "Buckle propagation in confined steel tubes," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 47, no. 4–5, pp. 603–620, Apr. 2005.
- [94] F. S. Li and S. Kyriakides, "On the Propagation Pressure of Buckles in Cylindrical Confined Shells," *Journal of Applied Mechanics*, vol. 57, no. 4, pp. 1091–1094, Dec. 1990.
- [95] K. El-Sawy and I. D. Moore, "Parametric Study for Buckling of Liners: Effect of Liner Geometry and Imperfections," presented at the Trenchless Pipeline Projects-Practical Applications, pp. 416–423.
- [96] J. C. Boot and J. E. Gumbel, "Structural analysis of sewer linings by B. Falter (Trenchless Technology Research 11(2), 27–41, 1996)," *Tunnelling and Underground Space Technology*, vol. 12, Supplement 1, pp. 49–52, 1997.
- [97] K. M. El-Sawy, "Inelastic stability of liners of cylindrical conduits with local imperfection under external pressure," *Tunnelling and Underground Space Technology*, vol. 33, pp. 98–110, Jan. 2013.
- [98] M. H. Jawad, "Buckling of Shells of Revolution," in *Theory and Design of Plate and Shell Structures*, Springer US, 1994, pp. 338–349.
- [99] M. H. Jawad, "Buckling of Cylindrical Shells," in *Theory and Design of Plate and Shell Structures*, Springer US, 1994, pp. 300–337.
- [100] C. T. F. Ross, "A Proposed Design Chart to Predict the Inelastic Buckling Pressures for Conical Shells Under Uniform External Pressure," *Marine Technology*, vol. 44, no. 2, pp. 77–81, 2007.
- [101] "Pressure Vessels PD5500." .
- [102] E. T. working group 8.4, *Buckling of Steel Shells: European Design Recommendations*. ECCS, 2008.
- [103] *Theory and design of plate and shell structures - relié - Maan Jawad - Livre - Soldes 2015.* .
- [104] I. T. 213, *ISO 4291:1985, Methods for the assesement of departure from roundness - Measurement of variations in radius*. Multiple. Distributed through American National Standards Institute, 2007.
- [105] "Eurocode 3 — Calcul des structures en acier —Partie 1-6 : Résistance et stabilité des structures en coque." Annexe nationale à la NF EN 1993-1-6:2007.
- [106] G. D, "'Überkritisches Verhalten eines Starr Ummantelten Kreisrohres bei Wasserdruk von Aussen und Temperaturdehnung.' (Post-Critical Behavior of a Rigidly Encased Circular Pipe Subject to External Water Pressure and Thermal Extension)," *Der Stahlbau*, Vol. 7, pp. 212-217, 1977. .

- [107] A. Omara, L. Guice, W. Straughan, and F. Akl, "Buckling Models of Thin Circular Pipes Encased in Rigid Cavity," *Journal of Engineering Mechanics*, vol. 123, no. 12, pp. 1294–1301, 1997.
- [108] Aggarwal, S. C. and Cooper, M. J., "External pressure testing of Insituform lining." Internal Rep., Coventry (Lanchester) Polytechnic, Coventry, U.K, 1984.
- [109] W. T. Straughan, L. K. Guice, and C. Mal-Duraipandian, "Long-Term Structural Behavior of Pipeline Rehabilitation Systems," *Journal of Infrastructure Systems*, vol. 1, no. 4, pp. 214–220, 1995.

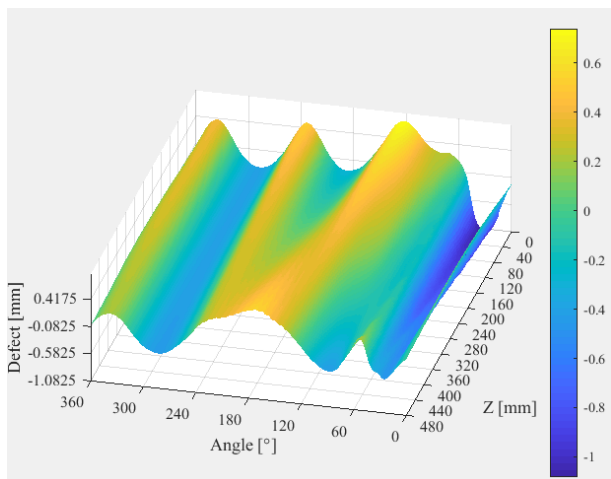
Annexe

L'amplitude maximale et minimale du défaut et la qualité des tubes sont résumées dans le tableau suivant :

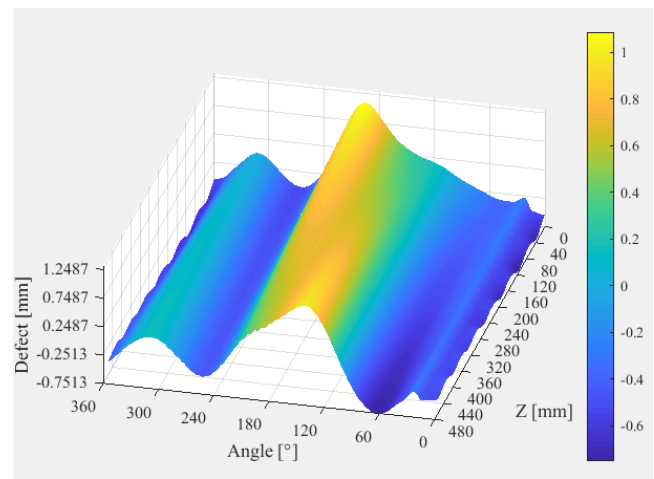
Tube	A_{max}	A_{min}	$A_{max} - A_{min}$	A_{max}/t	A_{min}/t	$(A_{max} - A_{min})/t$	$U_{0,max}$	Qualité
CL01	1.5151	-2.1058	3.6209	1.8934	-2.6323	4.5261	0.01578	Normal
CL02	0.8874	-1.0825	1.9699	1.1093	-1.3531	2.4624	0.01369	Normal
CL03	1.3024	-0.7513	2.0537	1.6280	-0.9391	2.5671	0.01377	Normal
CL04	1.1001	-0.9633	2.0634	1.3751	-1.2041	2.5793	0.01379	Normal
CL05	1.8145	-0.7790	2.5935	2.2681	-0.9738	3.2419	0.01501	Normal
CL06	0.9410	-0.6689	1.6099	1.1763	-0.8361	2.0124	0.01205	Normal
CL07	0.7948	-0.6722	1.4670	0.9935	-0.8403	1.8338	0.01156	Normal
CL08	0.5940	-0.4565	1.0505	0.7425	-0.5706	1.3131	0.00975	Elevée
CL09	1.6399	-1.2622	2.9021	2.0499	-1.5778	3.6276	0.01524	Normal
CL10	1.0881	-0.5721	1.6602	1.3601	-0.7151	2.0753	0.01231	Normal

Figure 300 : Evaluation de la qualité des coques selon l'Eurocode 3

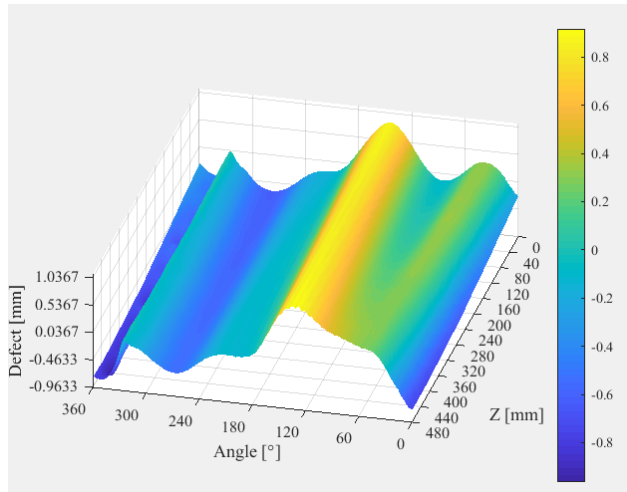
A_{max} Amplitude maximale du défaut (mm)
 A_{min} Amplitude minimale du défaut (mm)
 t Epaisseur du tube (mm)
 w_{max} Profondeur des fossettes initiales dans la paroi du tube (mm)



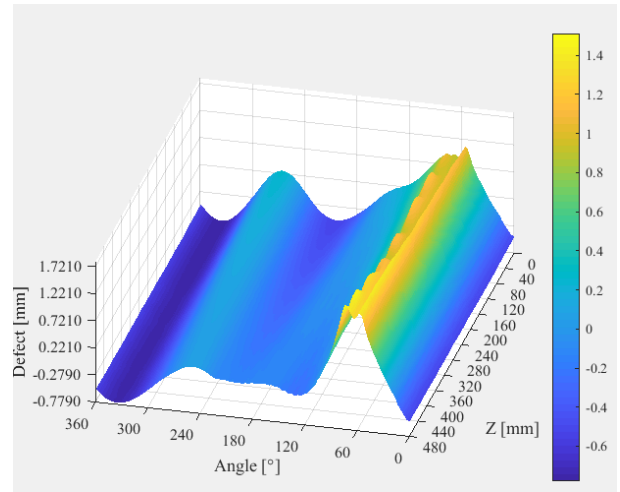
Coque CL02



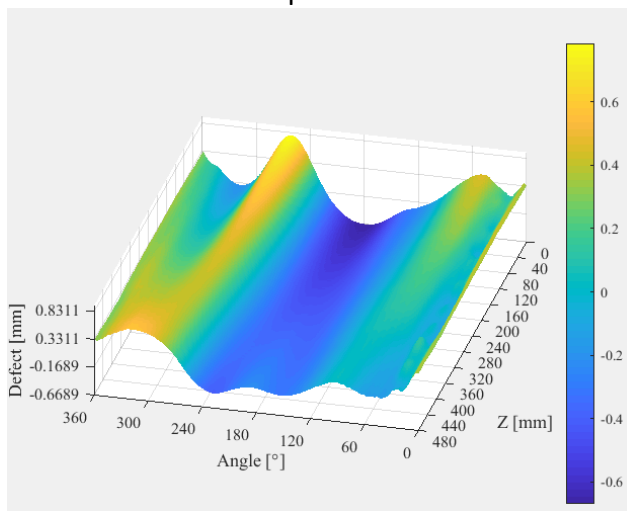
Coque CL03



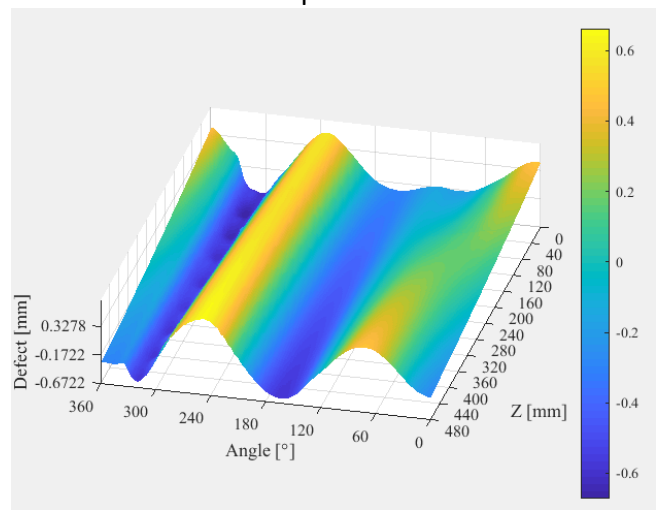
Coque CL04



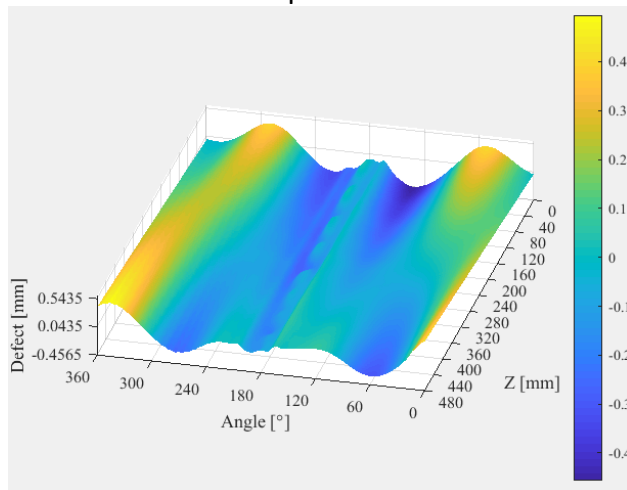
Coque CL05



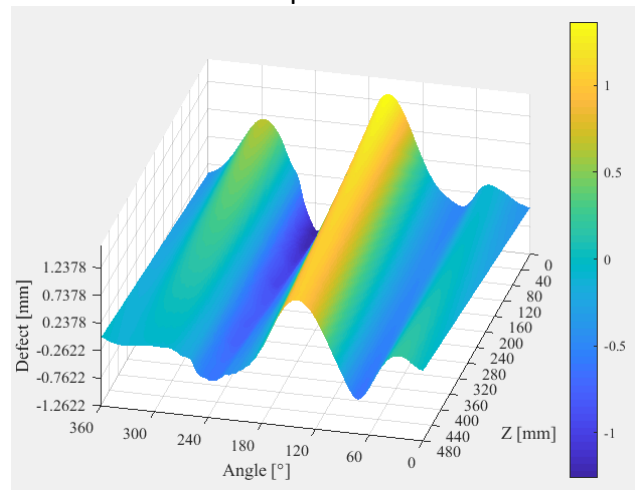
Coque CL06



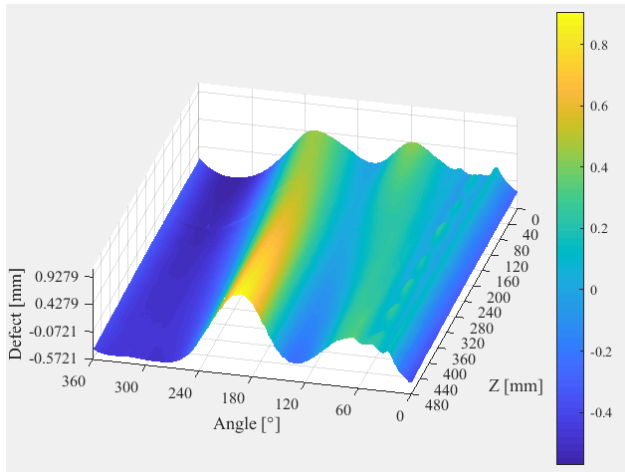
Coque CL07



Coque CL08



Coque CL09



Coque CL10

Figure 301 : Géométrie réelle des coques



FOLIO ADMINISTRATIF

THESE DE L'UNIVERSITE DE LYON OPEREE AU SEIN DE L'INSA LYON

NOM : NGUYEN

DATE de SOUTENANCE : 17/07/2017

Prénoms : The Nguyen

TITRE : Flambage sous contact d'une coque cylindrique soumise à pression externe

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2017 LYSEI 70

Ecole doctorale : MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE (ED162)

Spécialité : GENIE CIVIL

RESUME : Cette étude vise à analyser la coque qui est en contact avec un matériau qui la confine, et qu'elle subisse une pression latérale externe. Les conditions de contact entre les deux corps, frottant ou pas, la rigidité du confinement ainsi que les conditions de chargement, la pression qui peut être directement appliquée à la coque comme elle peut être induite par le matériau de confinement qui par retrait ou retreint ou convergence radiale induit des contraintes, ceux sont là les paramètres qui nous paraissent essentiels à juger pour la problématique du flambage avec contact d'une coque sous pression externe.

Une campagne expérimentale où plusieurs configurations de confinement sont considérées. La nature du milieu extérieur associé au confinement et donc sa rigidité, le type de confinement, discret ou local au bien total (surface entière de la coque), sont évalués. Une instrumentation adéquate, couplant des mesures ponctuelles et de champ nous a permis de correctement mettre en exergue la phénoménologie. Les simulations numériques par éléments finis à l'aide du code de calcul Abaqus/Standard 6.12-3 intègrent les différentes non linéarités mise en musique dans ce problème, les grands déplacements et rotations du fait du flambage, la non linéarité matériau. Ces travaux montrent que même pour un confinement externe avec une très faible rigidité de membrane, comme pour le sable ou le polystyrène expansé, un gain important de capacité portante est observé, le flambage est retardé. L'augmentation est substantielle dans le cas d'un confinement total, non négligeable et consistante dans le cas d'un confinement local. Nous avons aussi constaté que la charge de flambage et le mode associé dépendent de la configuration de contact, notamment de la rigidité à la flexion du confinement.

MOTS-CLÉS : Flambage avec contact, post-flambage, pression externe, renforcement, confinement local ou total, flambage élastique, flambage plastique

Laboratoire (s) de recherche : LGCIE SMS-ID

Directeur de thèse: M. Ali LIMAM

Président de jury : Mohammed HJIAJ

Composition du jury : Mohammed HJIAJ ; Hamid ZAHROUNI ; Larbi EL BAKKALI ; Frédéric BUMBIELER ; Tan Trung BUI ; Laurence CURTIL ; Tine TYSMANS ; Ali LIMAM.