



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>

THÈSE

Présentée Par

Mustapha ALLOUTI

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR

de l'Université Paul Verlaine de Metz

(Spécialité : Sciences de l'Ingénieur)

(Option : Mécanique des matériaux)

Étude de la nocivité de défauts dans les canalisations de transport de gaz tels les éraflures, les enfoncements ou leurs combinaisons

Soutenance prévue pour le 01 juillet 2010 devant le jury composé de :

S. Hariri	Professeur à l'École des Mines de Douai	Rapporteur
M. Nait Abdelaziz	Professeur des Universités, Lille	Rapporteur
T. Boukharouba	Professeur des Universités, USTHB, Alger	Examineur
G. Pluinage	Professeur des Universités, Metz	Examineur
A. Oulhadj	Docteur Chef de Projet à Sonatrach	Invité
M. Lebienvenu	Professeur des Universités, ENIM	Directeur de thèse
C. Schmitt	Maître de Conférences, ENIM	Co-directeur de thèse

Table des Matières

Dédicaces	_____	
Remerciements	_____	
Liste des Figures	_____	
Liste des Tableaux	_____	

Chapitre 0 : Introduction Générale

0.1	Problématique industrielle	_____	1
0.2	Méthodologie	_____	2
0.3	Motivations	_____	2
0.4	Objectif	_____	3
0.5	Références bibliographique	_____	5

Chapitre I : Etude bibliographique

I.0	Introduction	_____	8
I.1	Un peu d'histoire sur les méthodes d'évaluation des pipelines à défauts	_____	10
I.2	Différents types de défauts précurseurs de la rupture des canalisations	_____	14
I.3	Méthodes et outils pour évaluer et contrôler la nocivité des défauts dans les canalisations	_____	21
I.4	Les différents modèles de rupture disponibles pour les enfoncements, les éraflures et les enfoncements + éraflures	_____	46
I.5	Conclusion du chapitre I	_____	53
I.6	Références bibliographiques du chapitre I	_____	54

Chapitre II : Etude de l'influence d'un enfoncement sur le comportement d'une canalisation

II.0	Introduction	_____	60
II.1	Etude expérimentale	_____	60
II.2	Etude numérique	_____	81
II.3	Prévision et modélisation de la rupture des réservoirs enfoncés et mise sous pression	_____	97
II.4	Conclusion du chapitre II	_____	108
II.5	Références bibliographiques du chapitre II	_____	109

Chapitre III : Etude de l'influence de l'association d'un enfoncement et d'une éraflure sur la pression d'éclatement d'une canalisation

III.0	Introduction	_____	111
III.1	Etude expérimentale	_____	111
III.2	Etude numérique	_____	121
III.3	Application d'un critère de rupture basé sur la méthode volumétrique et la triaxialité des contraintes	_____	127
III.4	Conclusion du chapitre III	_____	142
III.5	Références bibliographiques du chapitre III	_____	143

Chapitre IV : Discussion et analyse

IV.0	Introduction	145
IV.1	Les enfoncements	145
IV.2	Les défauts combinés	149
IV.3	Conclusion du chapitre IV	153
IV.4	Références Bibliographiques du chapitre IV	154

Conclusion générale & Perspectives

Conclusion générale	155
Perspectives	157

Remerciements

Ce travail de recherche a été réalisé au sein du **Laboratoire de Mécanique Biomécanique Polymères et Structures (LaBPS)**, sous la direction de Messieurs Michel **LEBIENVENU** et Christian **SCHMITT**, Professeur et Maître de Conférences à l'**Ecole Nationale d'Ingénieurs de Metz (ENIM)**.

Je tiens à leur exprimer ma gratitude et ma profonde reconnaissance pour avoir accepté l'encadrement de ma thèse. Tout au long de la thèse, ils ont su orienter et diriger mes travaux de recherche, se montrer disponibles, me guider et me conseiller tout en me témoignant une grande confiance.

J'adresse tout particulièrement ma reconnaissance à M. Guy **PLUVINAGE** pour l'aide précieuse apportée à mes travaux de recherche.

Je suis particulièrement reconnaissant envers M. Said **HARIRI**, Professeur à l'Ecole des Mines de Douai et M. Moussa **NAÏT-ABDELAZIZ** Professeur des Universités à l'Université des Sciences et Technologies de Lille, de l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant d'être rapporteurs de ce travail.

Mes remerciements vont également à M. Toufik **BOUKHAROUBA**, Professeur à l'Université des Sciences et technologies d'Alger et M. Abdelkader **OULHADJ**, Chef de Projet Mise à Niveau Installations Industrielles Sonatrach TRC, pour avoir bien voulu faire partie de mon jury de thèse.

Un grand merci à M. Joseph **GILGERT**, Maître de Conférences à l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Metz pour son aide pertinente à la réalisation d'une grande partie de l'étude expérimentale de ma thèse.

Mes remerciements sincères s'adressent aussi à M. Patrice Hulot, Technicien au Département Technologie des Polymères et Composites & Ingénierie Mécanique de l'Ecole des Mines de Douai pour sa contribution à la réalisation des essais d'éclatement.

Il serait trop long de tous les nommer, mais je voudrais vivement remercier l'ensemble du personnel de l'ENIM (technique et administratif), que j'ai connu et côtoyé durant ces années.

Que tous mes collègues et amis, en particulier Sophia, Azzedine, Mohamed, Djafar, Boualem et Sylvain, trouvent ici l'expression de mes remerciements, aussi bien pour les bons moments passés ensemble, que pour l'aide que nous avons pu échanger.

Enfin, je tiens à remercier ma famille, en particulier, mes parents, ma femme, mon oncle Yahia pour leur soutien constant sans lequel ce travail n'aurait pu voir le jour. Malgré mon éloignement, ils n'ont pas cessé de me soutenir.

Merci beaucoup.

Liste des Figures

Chapitre I

Figure I.1: Les différents outils et codes utilisés pour l'évaluation des pipelines à défauts ainsi que leurs développements avec le temps	11
Figure I.2: Les trois secteurs technologiques impliqués dans l'inspection et la maintenance des pipelines en service	13
Figure I.3: Défaut de corrosion sur la paroi externe d'une canalisation métallique.....	14
Figure I.4: Dispositif de la protection cathodique des canalisations [18]	15
Figure I.5.a: Défaut de corrosion court projeté selon une forme parabolique.....	16
Figure I.5.b: Défaut de corrosion long projeté selon une forme rectangulaire	16
Figure I.6: Soudure de raboutage et longitudinale dans une canalisation.....	17
Figure I.7: Fissure dans des joints soudé.....	17
Figure I.8.a: Engin de chantier en travaux	18
Figure I.8.b: Photo d'une explosion d'un tuyau de gaz impacté par un godet d'un engin (Belgique juillet 04)	18
Figure I.9.a: Géométrie d'un enfoncement	19
Figure I.9.b: Photo d'un pipeline enfoncé.....	19
Figure I.10.a: Géométrie d'un défaut combiné.....	20
Figure I.10.b: Photo d'une éraflure dans un enfoncement.....	20
Figure I.11: Géométrie du tube ainsi que le défaut de corrosion utilisé dans l'analyse de Choi et al [17].....	22
Figure I.12: Comparaison entre la pression d'éclatement expérimentale et celle prédite par l'équation (2), [17].....	23
Figure I.13: Géométrie d'un défaut de corrosion dans un pipeline selon ASME B31 G [13].	24
Figure I.14.a: Fissure axiale débouchante courte [29].....	28
Figure I.14.b: Fissure axiale débouchante longue [29].....	28
Figure I.15: Présentation d'une indentation symétrique avec ses différents paramètres [32]....	31
Figure I.16: Schéma d'une indentation symétrique [33]	32
Figure I.17: Répartition des contraintes élastique et élastoplastique dans le plan de la fissure	35
Figure I.18: Mode de rupture d'une canalisation dans le cas d'une fissuration longitudinale...	36
Figure I.19: Géométrie d'un tube avec une fissure circonférentielle [37]	37
Figure I-20: Diagramme de Feddersen [38].....	39
Figure I.21: Définition de la contrainte globale, maximale et nominale [40].....	40
Figure I.22: Répartition des contraintes et des déformations dans une plaque trouée avec plastification locale au voisinage de la racine du trou.....	41
Figure I.23: Contraintes au fond d'une fissure, modèle adapté par Williams.....	42
Figure I.24: Diagramme bi-logarithmique de la distribution des contraintes le long du ligament et le gradient relatif de contraintes [16].....	42

Figure I.25: Equilibre des contraintes résiduelles dans une plaque trouée	45
Figure I.26: Procédure de détermination graphique des contraintes σ_{\max} et σ_{res}	45
Figure I.27: Allure d'un enfoncement simple sur un pipeline	46

Chapitre II

Figure II.1.a: Usinage des éprouvettes de traction.....	61
Figure II.1.b: Géométrie et dimensions des éprouvettes de traction	61
Figure II.2: Courbe de traction des 4 éprouvettes	61
Figure II.3: Données caractéristiques de A37 (TU 37b) pour les 4 essais.....	62
Figure II.4: Zone de rupture des 4 éprouvettes de traction	63
Figure II.5: Le microscope optique utilisé pour visualiser la microstructure et la taille des grains.....	64
Figure II.6: Schéma d'échantillonnage selon la norme NACE TM 0284 [4, 5].....	64
Figure II.7.a: Microstructure de la nuance étudiée (A37) pour un échantillon prélevé dans le sens circonférentiel	65
Figure II.7.b: Microstructure de la nuance étudiée (A37) pour un échantillon prélevé dans le sens longitudinal	65
Figure II.8: Essai d'enfoncement	67
Figure II.9: Géométrie des tubes utilisés	67
Figure II.10: Courbes charge-déplacement enregistrées lors des essais d'enfoncement	68
Figure II.11: Forme et dimensions du fond bombé.....	69
Figure II.12: Assemblage du tube et du fond bombé par soudage.....	69
Figure II.13.a: Schéma du réservoir après assemblage (tube+ fonds bombés)	70
Figure II.13.b: Forme des tubes enfoncés destinés aux essais d'éclatement	70
Figure II.14: Schéma d'une jauge d'extensométrie.....	70
Figure II.15.a: Rosette 3D à 45°	71
Figure II.15.b: Rosette 2D à 90°	71
Figure II.16: Position des rosettes sur le réservoir instrumenté.....	72
Figure II.17: Position et orientation des jauges à proximité et loin de l'enfoncement du réservoir 1	72
Figure II.18: Position et orientation des jauges à proximité et loin de l'enfoncement du réservoir 2.....	73
Figure II.19: Cycle de pressurisation des réservoirs	74
Figure II.20: Variation des déformations mesurées par R1 en fonction de la pression interne ..	75
Figure II.21: Variation des déformations mesurées par R2 en fonction de la pression interne ..	76
Figure II.22: Variation des déformations mesurées par R3 en fonction de la pression interne ..	77

Figure II.23: Variation des déformations mesurées par R4 en fonction de la pression interne ..	78
Figure II.24: Variation des déformations mesurées par R5 en fonction de la pression interne ..	79
Figure II.25: Quelques photos de rupture des réservoirs enfoncés	80
Figure II.26: Différentes étapes de la simulation numérique.....	82
Figure II.27: Géométrie étudiée	83
Figure II.28: Loi de comportement décrite selon la loi d'Hollomon.....	83
Figure II.29: Maillage du réservoir	84
Figure II.30: Conditions aux limites : application des conditions de symétrie.....	84
Figure II.31: Application de la pression interne et de l'effet de fond.....	85
Figure II.32: Courbes charge-déplacement numériques	85
Figure II.33: Variation des déformations calculées en fonction de la pression interne pour la rosette R1.....	86
Figure II.34: Variation des déformations calculée en fonction de la pression interne pour la rosette R2.....	87
Figure II.35: Variation des déformations calculée en fonction de la pression interne par rapport à la position de R3.....	87
Figure II.36: Variation des déformations calculée en fonction de la pression interne relative à la rosette R4.....	88
Figure II.37: Variation des déformations calculée en fonction de la pression interne relative à la rosette R5.....	88
Figure II.38.a: Courbes charge-déplacement pour les réservoirs 1 et 2	89
Figure II.38.b: Courbes charge-déplacement pour les réservoirs 3, 4 et 5	89
Figure II.39: Comparaison des déformations numériques et expérimentales de la rosette R1 (Réservoir 1, Profondeur enfoncement ≈ 12 mm ($13\%D_e$), Rosette R1 "à proximité")	90
Figure II.40: Comparaison des déformations numériques et expérimentales de la rosette R2 (Réservoir 1, Profondeur enfoncement ≈ 12 mm ($13\%D_e$), Rosette R2 "éloignée")	91
Figure II.41: Comparaison des déformations calculées et mesurées de R3 (Réservoir 1, Profondeur enfoncement ≈ 12 mm ($13\%D_e$), Rosette R3 "à proximité")	91
Figure II.42: Comparaison des déformations calculées et mesurées de la rosette R4 (Réservoir 2, Profondeur enfoncement ≈ 14 mm ($16\%D_e$), Rosette R5 "à proximité")	92
Figure II.43: Comparaison des déformations calculées et mesurées de la rosette R5 (Réservoir 2, Profondeur enfoncement ≈ 14 mm ($16\%D_e$), Rosette R5 "éloignée")	92
Figure II.44: Machine tridimensionnelle CN FARO	93
Figure II.45: Fichier ".iges" récupéré après palpage de la zone enfoncée.....	93
Figure II.46: Forme du tube enfoncé et maillé réalisé à partir du palpage	94
Figure II.47: Variation des déformations en fonction de la pression interne "à proximité du défaut" : comparaison des résultats numériques dans le cas d'un enfoncement simulé et un enfoncement palpé.....	95

Figure II.48: Variation des déformations en fonction de la pression interne “loin du défaut“: comparaison des résultats numériques dans le cas d’un enfoncement simulé et un enfoncement palpé.....	95
Figure II.49: Comparaison entre les géométries d’un enfoncement-déterminées par palpé et simulation numérique	96
Figure II.50: Evolution du critère d’Oyane en fonction de la profondeur d’enfoncement avant la mise sous pression du tube	103
Figure II.51: Evolution du critère d’Oyane en fonction de la profondeur d’enfoncement après la mise sous pression du tube	104
Figure II.52: Comparaison de la valeur maximale du critère d’Oyane avant et après la mise sous pression du réservoir enfoncé.....	105
Figure II.53: Evolution de la valeur maximale du critère d’Oyane durant les trois étapes de calcul.....	107

Chapitre III

Figure III.1: Essai d'enfoncement (série 2)	112
Figure III.2: Courbe charge-déplacement (série 2).....	112
Figure III.3: Usinage par électroérosion	113
Figure III.4: Géométrie des défauts combinés.....	114
Figure III.5: Instrumentation du Réservoir 1	115
Figure III.6: Instrumentation du Réservoir 2	116
Figure III.7: Variation des déformations mesurées par R1, R2 et R3 en fonction de la pression interne du premier réservoir	118
Figure III.8: Variation des déformations mesurées par R4 en fonction de la pression interne du deuxième réservoir	119
Figure III.9: Photos de rupture du réservoir 2 (Profondeur enfoncement $\approx 4\%D_e$)	120
Figure III.10: Maillage de l'entaille semi-elliptique.....	121
Figure III.11: Comparaison des courbes charge-déplacement expérimentales et numériques	122
Figure III.12: Comparaison des déformations numériques et expérimentales de la rosette R1 (Réservoir 1, Profondeur enfoncement ≈ 14.4 mm ($\approx 16.2\%D_e$)).....	123
Figure III.13: Comparaison des déformations numériques et expérimentales de la rosette R1 (Réservoir 1, Profondeur de l'enfoncement ≈ 14.4 mm ($\approx 16.2\%D_e$))	124
Figure III.14: Comparaison des déformations numériques et expérimentales de la rosette R1 (Réservoir 1, Profondeur de l'enfoncement ≈ 14.4 mm ($\approx 16.2\%D_e$))	125
Figure III.15: Comparaison des déformations numériques et expérimentales de la rosette R1 (Réservoir 2, Profondeur enfoncement ≈ 3.3 mm ($\approx 4\%D_e$)).....	126
Figure III.16: Diagramme bi-logarithmique de la distribution des contraintes le long du ligament et le gradient de contraintes relative [9]	128
Figure III.17: Distribution de la contrainte d'ouverture élastoplastique en fonction de la distance sous ligament pour les trois défauts combinés étudiés.....	131
Figure III.18: Comparaison entre la distribution de la contrainte d'ouverture élastoplastique en fonction de la distance sous ligament pour deux maillages différents	132
Figure III.19: Détermination de la contrainte effective et de la distance effective par la méthode volumétrique (défaut combiné 1).....	133
Figure III.20: Détermination de la contrainte effective et de la distance effective par la méthode volumétrique (défaut combiné 2).....	134
Figure III.21: Détermination de la contrainte effective et de la distance effective par la méthode volumétrique (défaut combiné 3).....	135
Figure III.22 : Entaille semi-elliptique critique	136
Figure III.23 : Photo du réservoir contenant le défaut critique après éclatement	136

Figure III.24 : Détermination de la contrainte effective et de la distance effective par la méthode volumétrique (entaille critique seule)	137
Figure III.25 : Variation de la contrainte et de la distance effective en fonction de la profondeur du défaut combiné	138
Figure III.26 : Variation de la triaxialité des contraintes en fonction de la profondeur de l'enfoncement du défaut combiné	140
Figure III.27 : Variation de la valeur du critère en fonction de la profondeur pour les trois défauts combinés	141

Chapitre IV

Figure IV.1 : Prélèvement des échantillons destinés au MEB	145
Figure IV.2 : Faciès de rupture.....	146
Figure IV.3 : Microdureté Vickers	147
Figure IV.4 : Evolution de la triaxialité le long du ligament pour un défaut de type éraflure + enfoncement dans un tube soumis à une pression interne	150
Figure IV.5 : Valeur de σ pour une éraflure seule et un défaut combiné.....	152

Liste des Tableaux

Chapitre I

Tableau I.1: Les valeurs des trois paramètres utilisés par Choi et al. [17] lors de l'analyse par éléments finis.....	23
Tableau I.2: Solution pour la pression ultime d'un tube avec une fissure externe et interne selon le code SINTAP [28].....	27
Tableau I.3: Conditions d'application du modèle "dent-gouge"	52

Chapitre II

Tableau II.1: Caractéristiques mécaniques de l'acier A37 (TU 37b) pour les 4 éprouvettes ...	62
Tableau II.2: Composition chimique de l'acier A 37 (TU 37 b)	63
Tableau II.3: Données statistiques de la taille des grains de la nuance étudiée dans les sens circonférentiel et longitudinal.....	66
Tableau II.4: Profondeurs des enfoncements réalisés.....	68
Tableau II.5 : Pression d'éclatement.....	80
Tableau II.6: Propriétés mécaniques du matériau étudié acier A37 (BU 37b).....	83
Tableau II.7: Caractérisation de la nuance SPCC selon [12, 13].....	99
Tableau II.8.a: Simulation numérique d'un essai de traction en déformations planes : Identification pour une déformation à rupture égale à 0,40 et 0.45 celle de la traction uniaxiale	101
Tableau II.8.b: Simulation numérique d'un essai de traction en déformations planes : Identification pour une déformation à rupture égale à 0,50 et 0.55 celle de la traction uniaxiale	102
Tableau II.9: Valeurs de la constante " C_I " du critère d'Oyane	102

Chapitre III

Tableau III.1: Profondeur des enfoncements des défauts combinés	112
Tableau III.2: Dimensions des trois défauts combinés.....	114
Tableau III.3: Les différentes fonctions de poids proposées pour le calcul de la contrainte effective au fond d'entaille [8]	129
Tableau III.4: Résumé des résultats obtenus par la Méthode Volumétrique.....	138
Tableau III.5: Valeurs du critère de rupture proposé.....	141

Chapitre IV

Tableau IV.1: Analyse statistique de la microdureté Hv	148
Tableau IV.2: Comparaison des pressions limites	149
Tableau IV.3 : Valeurs de la triaxialité et du critère de rupture pour les trois défauts combinés.....	151

Chapitre 0: Introduction générale

Une personne qui n'a jamais commis d'erreurs
n'a jamais tenté d'innover.
(Albert Einstein)

Sommaire du Chapitre 0

0.1	<u>Problématique industrielle</u>	1
0.2	<u>Méthodologie</u>	2
0.3	<u>Motivations</u>	2
0.4	<u>Objectifs</u>	3
0.5	<u>Références bibliographiques</u>	5

0.1 Problématique industrielle

L'augmentation de la demande d'énergies telles que le gaz et le pétrole nécessite de plus en plus la construction de nouvelles lignes de pipelines. En effet, ces derniers, sont devenus, ces 50 dernières années le moyen d'acheminement le moins coûteux et le plus sûr pour de grandes quantités d'énergies et sur des longues distances (plusieurs centaines voire plusieurs milliers de kilomètres).

Quelque soit l'endroit que le pipeline traverse (mer ou terre), ce dernier est toujours exposé aux risques d'endommagements que ce soit par des interférences externes ou environnementales.

Il faut bien noter que la majorité des ruptures des pipelines qui se trouvent sur terre ou immergés en mer sont causées principalement par des agressions externes. Ces dernières se résument à des enfoncements, des éraflures ou aussi les combinaisons enfoncements + éraflures.

Des études récentes faites par European Gas Pipeline Incident Group [1], pour 1060 cas de rupture dans les pipelines, ont montré que 49.6 % ont été causées par des agressions externes. Les autres causes d'incidents se répartissent en défauts de corrosion (15.3%), les défauts de construction (16.5%), ouverture de vannes par erreur (4.6%), les glissements de terrain (7.3%) et autres avec 6.7%.

Comme cela est mentionné précédemment, la demande d'énergie ne cesse d'augmenter et les sites de production sont souvent très éloignés des centres de consommation et d'exploitation.

Par exemple de 1970 à 2007 en Europe, la longueur des pipelines a été multipliée par 4. Par contre, le taux de défaillance pour la même période a été divisé par 6 [1].

Pour augmenter la rentabilité de ce mode d'acheminement, les industriels ont augmenté la pression de service ainsi que le diamètre des canalisations. De 1910 à 2000, le diamètre des plus gros pipelines a été multiplié par 4 et la pression de transport a été multipliée elle-même par 60 [2]. Tout cela a été rendu possible grâce aux travaux de recherches qui ont permis l'amélioration des caractéristiques mécaniques des pipelines.

0.2 Méthodologie

Il existe dans la littérature des méthodes qui analysent la nocivité des défauts précités. Elles sont généralement basées sur l'analyse limite, la mécanique de rupture et la mécanique de rupture d'entaille. Selon le type du défaut, on choisit l'outil adapté. Par exemple, les fissures sont traitées soit par la mécanique de rupture soit par l'analyse limite, les problèmes de corrosion dans les tuyaux sont évalués par l'analyse limite, les enfoncements sont traités par l'analyse limite; les éraflures sont traités par la mécanique de rupture d'entaille. Ces outils d'évaluation de la nocivité d'un défaut dans une canalisation seront détaillés par la suite dans le chapitre "Etude bibliographique".

L'étude réalisée durant la thèse est dédiée totalement aux défauts causés par des agressions externes et plus particulièrement aux enfoncements et aux défauts dits combinés (enfoncement + éraflure).

Pour les enfoncements, nous avons proposé une nouvelle approche pour prédire l'endommagement des canalisations enfoncées. Cette approche est basée sur un simple critère de déformation locale [3,4].

Pour les défauts dits combinés, nous avons appliqué le concept de la Méthode Volumétrique développé au laboratoire pour déterminer les contraintes et les distances effectives.

0.3 Motivations

Généralement, 90% des ruptures dans les tuyaux sous pression sont dues à des concentrations de contraintes au voisinage d'un défaut. Ces défauts se regroupent en cinq catégories: les cratères de corrosion, les fissures, les éraflures, les enfoncements ainsi que les défauts dits combinés (enfoncement+éraflure).

Le souci qui préoccupe les exploitants des réseaux de canalisations est d'assurer la maintenance de ces réseaux pour préserver la sécurité des populations ainsi que l'impact que peut avoir une défaillance majeure sur l'aspect environnemental, notamment dans le cas de gaz inflammables ou explosifs.

En outre il ne faut pas oublier l'aspect économique et financier, car des pertes financières sont considérables en termes de remplacement de conduites, de travaux publics et de pertes d'exploitation. La prévention des ruptures est donc une nécessité et est réalisée par inspection et analyse de la nocivité des défauts constatés. Au laboratoire de Mécanique, Biomécanique, Polymère et Structures (LaBPS ex LFM), il a été étudié jusqu'à présent, la nocivité des fissures, des cratères de corrosion et des éraflures sur le fonctionnement des tuyaux sous pression.

Cette thèse a été proposée pour compléter l'expertise interne sur la nocivité des principaux défauts précurseurs de la rupture des canalisations.

0.4 Objectifs

Cette thèse est relative aux problèmes liés aux agressions externes des structures sous pression. Ces agressions externes sont considérées être réalisées à faible vitesse de déformation et conduisent à des défauts de types: enfoncements ou éraflures, ou aussi la combinaison des deux (enfoncements + éraflures). Les éraflures sont assimilées à des entailles longitudinales sur la surface extérieure du tube. La connaissance de la pression limite avec défaut et de la pression de service dans ces structures permet de définir le domaine de sécurité d'utilisation.

Ce travail a pour objectif de proposer une étude complète, à la fois expérimentale et numérique, sur le comportement d'une canalisation sous pression contenant les défauts décrits ci-dessus. Il se base sur l'extension de l'analyse limite et la mécanique de rupture d'entaille pour les enfoncements seuls et les défauts dits combinés. La vérification de la validité de quelques règles empiriques sur l'acceptabilité d'un enfoncement sera effectuée simultanément.

Deux critères de rupture ont été proposés: le critère de rupture ductile d'Oyane [3,4] dans le cas d'un enfoncement seul et la mécanique de rupture d'entaille en utilisant la Méthode Volumétrique [5] associée à la triaxialité des contraintes dans le cas d'un défaut combiné.

Ce manuscrit débute par une introduction générale où nous avons situé le problème du point de vue industriel, évoqué l'évolution du transport des énergies par canalisations et la problématique liée à la maintenance et au changement d'une canalisation endommagée. Les motivations et les objectifs de cette étude sont intégrés dans cette introduction.

Le chapitre I est consacré à l'état de l'art. Les principaux défauts précurseurs de la rupture des canalisations et les outils associés pour évaluer et contrôler chaque défaut sont décrits.

Nous commençons par un bref rappel sur l'évolution des méthodes d'évaluation des défauts des pipelines avec description succincte des règles de British Gas contenues dans le document PDAM (Pipeline Defect Assessment Manual). Par la suite, on présente en détail les principaux défauts responsables de défaillances des canalisations ainsi que les outils et les méthodes développées pour chaque cas et enfin, on donne les modèles disponibles pour les enfoncements et les défauts combinés.

Dans le chapitre II, nous étudierons le comportement d'un tube contenant un défaut de type enfoncement. Ce chapitre contient trois parties. La première partie est dédiée à l'étude expérimentale avec une caractérisation du matériau utilisé (A37 ou TU37b selon la norme des tuyaux), ensuite la réalisation des enfoncements sur une machine de traction-compression servohydraulique et enfin, la description de l'instrumentation de tubes et du soudage des fonds à chaque extrémité des tubes destinés à être éclatés. La deuxième partie présente la simulation numérique d'un tube enfoncé mis sous pression interne par utilisation du code de calculs par éléments finis Abaqus. L'objectif étant de comparer l'évolution des déformations en fonction de la pression interne mesurée par les jauges de déformation et celle donnée par les calculs aux éléments finis. Dans la troisième partie de ce chapitre, nous avons implémenté le critère de rupture ductile d'Oyane dans le code de calculs. Cela nous a permis de prédire l'endommagement d'un tube enfoncé mis sous pression interne.

Le troisième chapitre traite des défauts combinés, c'est-à-dire l'association d'un enfoncement et d'une éraflure de forme semi-elliptique usinée par électroérosion à la base de chaque enfoncement. Ce chapitre se compose aussi de trois parties: la première présente la réalisation des défauts ainsi que l'instrumentation des réservoirs et la réalisation des essais d'éclatement. La deuxième partie présente le calcul des distributions de contrainte en tête de défaut. La troisième partie décrit l'utilisation d'un critère de rupture basé sur la Méthode Volumétrique pour la prédiction des conditions de rupture.

Le quatrième chapitre présente la synthèse appuyée par des discussions et les analyses des résultats obtenus.

Enfin, nous terminons par une conclusion générale et une proposition de perspectives.

0.5 Références bibliographiques

- [1] 7th Report of European Gas Pipeline Incident Data Group, 1970–2007, Gas pipeline Incidents, 1–33 – <http://www.EGIG.nl>, December 2008.
- [2] **M. Hadj Meliani**, “Approche globale à deux paramètres: estimation des contraintes de confinement dans les structures portant des entailles“, Thèse de doctorat, université de Metz, Mars 2009.
- [3] **H. Takuda, K. Mori, H. Fujimoto, N. Hatta**, “Prediction of forming limit in deep drawing of Fe/Al laminated composite sheets using ductile fracture criterion“, J. Mat. Proc. Technol. Vol. 60, p 291-296, 1996.
- [4] **H. Takuda, K. Mori, N. Hatta**, “The application of somme criteria for ductile fracture to the prediction of the forming limit sheet metals“, J. Mat. Proc. Technol. Vol. 95, p 116-121, 1999.
- [5] **H. Adib, S. Jallouf, C. Schmitt, A. Carmasol, G. Pluinage**, “Evaluation of the effect of corrosion defects on the structural integrity of X52 gas pipelines using the SINTAP procedure and notch theory“, Int. J. of Pressure Vessels and Piping, Volume 84, Issue 3, p 123-131, March 2007.

Chapitre I: Étude bibliographique

Les livres que l'on écarte sont toujours ceux
dont on s'aperçoit plus tard qu'on
en a justement besoin.
(Françoise Giroud)

Sommaire du Chapitre I

I.0	<u>Introduction</u>	8
I.1	<u>Un peu d'histoire sur les méthodes d'évaluation des pipelines à défauts</u>	10
I.1.1	<u>Le PDAM (The Pipeline Defect Assessment Manual)</u>	12
	I.1.1.1 Présentation du PDAM.....	12
	I.1.1.2 Les différents et principaux types de défauts évalués dans le PDAM .	12
I.1.2	<u>Inspection et maintenance des canalisations en service</u>	13
I.2	<u>Différents types de défauts précurseurs de la rupture des canalisations</u>	14
I.2.1	<u>Les cratères de corrosion</u>	14
	I.2.1.1 Mécanisme de corrosion des pipelines.....	14
	I.2.1.2 Protection des pipelines contre le phénomène de corrosion.....	15
I.2.2	<u>Les fissures</u>	17
I.2.3	<u>Les éraflures</u>	18
I.2.4	<u>Les Enfoncements</u>	19
I.2.5	<u>Les défauts combinés (enfoncements + éraflures)</u>	20
I.3	<u>Méthodes et outils pour évaluer et contrôler la nocivité des défauts dans les canalisations</u>	21
I.3.1	<u>L'analyse limite</u>	21
	I.3.1.1 Quelques rappels sur l'analyse limite appliquée aux matériaux.....	21
	I.3.1.2 Les applications de l'analyse limite pour les pipelines présentant des défauts.....	22
	I.3.1.2.1 Tubes corrodés.....	22
	I.3.1.2.3.1 Travaux de Choi et al.....	22
	I.3.1.2.1.2 Code ASME B31G.....	24
	I.3.1.2.1.3 Code ASME B31 G Modifié.....	25
	I.3.1.2.1.4 Code DNV RP-F101.....	26
	I.3.1.2.2 Tubes fissurés.....	27
	I.3.1.2.2.1 Canalisation à paroi épaisse sans défaut.....	28
	I.3.1.2.2.2 Canalisation avec une fissure axiale débouchante courte.....	29
	I.3.1.2.2.3 Canalisation avec une fissure axiale débouchante longue.....	29
	I.3.1.2.3 Tubes enfoncés.....	31
I.3.2	<u>La mécanique de la rupture</u>	34
	I.3.2.1 Quelques critères utilisés.....	34
	I.3.3.1.1 Critère du taux de restitution d'énergie.....	34
	I.3.2.1.2 Critère d'Irwin.....	35
	I.3.2.2 Fissuration longitudinale dans un tube.....	36
	I.3.2.3 Les fissures circonférentielles dans un tube.....	37

I.3.3	<u>La mécanique de rupture d'entaille</u>	39
I.3.3.1	Effet d'entaille en rupture	39
I.3.3.2	Notion de facteur de concentration de contraintes	40
I.3.3.3	Facteur de concentration de contraintes élastoplastique	41
I.3.3.4	Le concept du facteur d'intensité de contraintes d'entaille.....	42
I.3.3.5	Quelques critères de rupture pour structures entaillées.....	43
I.3.5.5.1	Le critère global	43
I.3.5.5.2	Le critère local.....	43
I.3.3.6	Estimation des contraintes résiduelles près d'une entaille.....	44
I.4	<u>Les différents modèles de rupture disponibles pour les enfoncements, les éraflures et enfoncements+éraflures</u>	46
I.4.1	<u>Cas d'un enfoncement seul</u>	46
I.4.2	<u>Cas d'une éraflure seule</u>	47
I.4.3	<u>Cas d'un défaut combiné (enfoncement + éraflure)</u>	49
I.4.3.1	Le modèle du facteur empirique Q.....	50
I.4.3.2	Le modèle enfoncement /éraflure de British Gaz.....	50
I.4.3.3	Gamme d'applicabilité du modèle dent-gouges	52
I.5	<u>Conclusion du Chapitre I</u>	53
I.6	<u>Références bibliographiques du chapitre I</u>	54

I.0 Introduction

Le chapitre bibliographique est consacré à l'étude de la nocivité de différents types de défauts géométriques que l'on peut rencontrer dans les tuyaux métalliques (défauts causés par impact avec un corps étranger, les fissures ainsi que les cratères de corrosion) et plus particulièrement les enfoncements et les éraflures. Les méthodes utilisées pour le contrôle de cette nocivité (Analyse limite, Mécanique de la rupture d'entaille et Mécanique de la rupture) seront décrites dans ce chapitre.

Cette étude bibliographique se compose de quatre parties :

Après une introduction, une première partie présente un rapide historique des méthodes et des codes utilisés pour le contrôle des canalisations présentant des défauts. La deuxième partie sera dédiée aux différents types de défauts que l'on peut rencontrer dans les canalisations. La troisième partie illustre les méthodes et les outils d'évaluations de la nocivité de ces défauts. La quatrième partie est consacrée aux modèles les plus utilisés pour les défauts résultant d'un impact externe tel que les enfoncements et les éraflures. L'étude bibliographique se termine par une conclusion.

L'énergie nécessaire aux activités des industries est souvent transportée par l'intermédiaire de canalisations pour des raisons de coût et de sécurité. Ces structures sont principalement utilisées pour le transport sous pression des substances inflammables, avec des exigences de sécurité accrue contre l'endommagement ou le risque de rupture.

Des études statistiques ont par ailleurs montré la très grande importance des endommagements par impact. Ces dommages peuvent se produire au cours de fouilles pour l'entretien ou pour de nouveaux travaux de génie civil à proximité des canalisations. Environ 50% des endommagements enregistrés sur les pipelines en Europe et 53.5% aux États-Unis sont causés par des interférences mécaniques [1] dues aux contacts avec des corps étrangers. Ce problème a nécessité l'utilisation d'outils spécifiques pour analyser les dommages éventuels des canalisations dus à ces impacts externes statiques ou dynamiques.

Les enfoncements et les éraflures dans les canalisations en présence ou en l'absence de pression interne ont été étudiés ces dix dernières années eu égard aux risques encourus dans ce domaine selon divers types d'approches : théoriques, numériques ou expérimentales [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Il faut noter toutefois que la plupart des travaux réalisés dans ce domaine ont un caractère expérimental. Jusqu'en 1998, un ensemble de travaux menés à bien à l'institut Battelle (Etats Unis) a été présenté par Leis et al. [7], qui ont souligné l'influence et l'importance d'un impact sur le comportement à rupture d'une canalisation. En 1999, Alexander [8] a donné une vue d'ensemble des méthodes analytiques et expérimentales existantes pour l'étude des canalisations présentant des enfoncements.

En plus des études menées sur les enfoncements et les éraflures seuls, on trouve aussi quelques travaux de recherche réalisés sur le couple enfoncement + éraflure. Ce dernier cas est moins développé en raison de la complexité du problème [9, 10].

I.1 Un peu d'histoire sur les méthodes d'évaluation des pipelines à défauts

L'effet des défauts dans les structures a été étudié qualitativement à partir du 15^{ème} siècle par Leonard de Vinci [10]. Celui-ci a mesuré la force d'élongation d'un fil de fer, et a observé que la force d'élongation du fil était plus importante pour un fil court qu'un fil long. Il a introduit le concept de distribution volumique des défauts.

En 1920, Griffith [11] a publié pour la première fois une formule reliant la contrainte à rupture à la taille des irrégularités (défauts). Cette relation découle d'un simple bilan énergétique à partir d'une analyse des contraintes au niveau d'un trou elliptique faite précédemment et de la première loi de la thermodynamique. Toutefois, ces travaux sont applicables uniquement aux matériaux parfaitement élastiques.

Avant les années 1950, l'ingénierie des structures ne prenait pas en considération la présence des fissures, ces dernières étant jugées inacceptables en terme de qualité, sans avoir été évaluées quantitativement.

Dans les années 1950, il y avait un intérêt majeur pour l'industrie aéronautique aux Etats-Unis, notamment pour la rupture des alliages d'aluminium, et dans les années 1960, cet intérêt s'est déplacé aux risques de rupture dans les centrales nucléaires. Cela conduira à la mise au point de la mécanique élastoplastique de la rupture en utilisant diverses approches (facteur d'intensité de contraintes (K), Intégrale J et écartement de fissure (CTOD)). Les décennies 1950 et 1960 ont également été une période où la sécurité des canalisations de gaz et de pétrole a commencé à préoccuper les compagnies pétrolières, principalement aux Etats-Unis en raison de la taille et du vieillissement de ces canalisations.

Les premiers travaux de recherche sur la rupture des pipelines présentant des défauts ont été réalisés par John F. Kiefner et al. à l'institut de Battelle [12]. La majorité de ces travaux était basée sur des essais d'éclatements de tubes. L'objectif principal de ces travaux était de fournir et de comprendre les relations entre les essais d'éclatements et la taille des défauts détectés.

C'est grâce aux travaux de Kiefner que le code ASME¹ / ANSI² B31G a été développé, le code "Manual for Determining the Remaining Strength of Corroded Pipelines" a été publié pour la première fois en 1984 aux Etats-Unis. Il a été modifié et republié en 1991.

1. ASME: American Society of Mechanical Engineers, Etats-Unis.

2. ANSI : American National Standards Institute, Etats-Unis.

D'autres codes et manuels ont été développés depuis, citons : le code DNV³, le code RSTRENG⁴, API⁵ 579 et le manuel PDAM⁶ qui sera développé en partie par la suite.

L'organigramme suivant donne une petite illustration de quelques outils (codes et manuels) et leurs développements et validations avec le temps dans le cas des canalisations comportant des défauts.

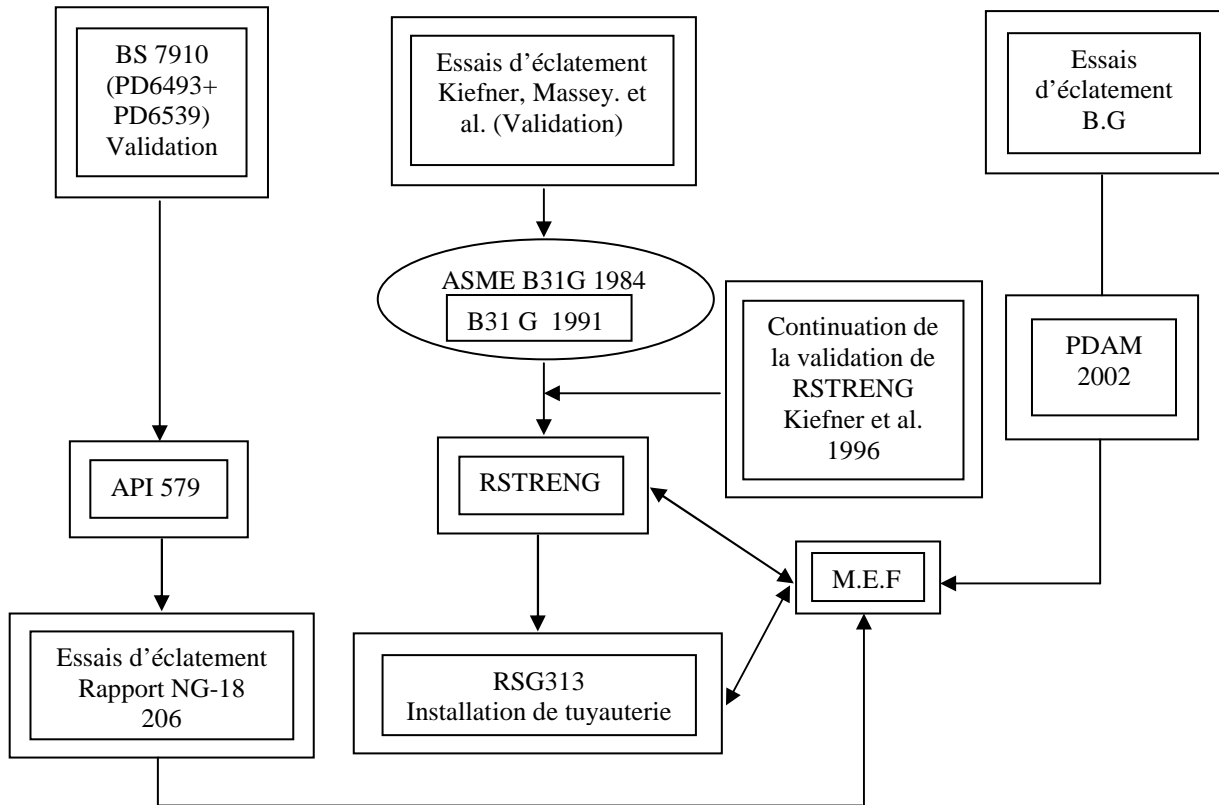


Figure I.1 : Les différents outils et codes utilisés pour l'évaluation des pipelines à défauts ainsi que leurs développements avec le temps

Par exemple, le code ASME B31 G a été créé pour la première fois en 1984 suite aux essais d'éclatement de Kiefner, Massey et al. à l'institut mémorial du Batelle aux Etats-Unis, ce code a été modifié en 1991 [13], et a donné par la suite la naissance du code RSTRENG, la validation de ce dernier a été faite par Keifner et al. 1996. Les résultats de RSTRENG ont servis pour la création du code RSG 313. Le PDAM [14] est le fruit des résultats des essais d'éclatement de British Gaz. La méthode des éléments finis a contribué à sa validation et vérification.

3. **DNV:** Det Norske Veritas, Fondation autonome et indépendante.

4. **RSTRENG:** Code pour évaluer la rupture des pipelines corrodés extérieurement, Etats-Unis.

5. **API:** American Petroleum Institute, Etats-Unis.

6. **PDAM:** Pipeline Defect Assessment Manual, Grande Bretagne

I.1.1 Le PDAM (The Pipeline Defect Assessment Manual)

Il existe plusieurs codes et manuels techniques d'évaluation des défauts dans les canalisations, les plus utilisés ont été cités précédemment, ces derniers utilisent simultanément la mécanique de rupture et l'analyse limite. Les résultats analytiques et numériques obtenus sont renforcés par des résultats expérimentaux. Pour mieux comprendre le fonctionnement et l'application de ces codes et manuels, une brève présentation du PDAM est faite ci-après [14].

I.1.1.1 Présentation du PDAM

PDAM est un manuel d'évaluation des défauts dans les pipelines. Ce dernier contient les différentes techniques disponibles actuellement pour l'évaluation des défauts des canalisations (corrosion, soudures, indentation, éraflures, ...).

Ce manuel est basé essentiellement sur des essais mécaniques et permet de maintenir un niveau de sécurité élevé. En plus de l'identification des meilleures méthodes, ce manuel a servi aussi à donner les limites empiriques de l'application des méthodes existantes. Ce document est considéré comme une aide pour la maintenance des canalisations pouvant présenter des défauts. Il a été établi en août 2002.

Le PDAM suit le format suivant pour chaque méthode d'évaluation de défaut :

- Une brève définition du type de défaut,
- Une figure illustrant les dimensions et l'orientation du défaut relativement à l'axe du tube,
- Les notes sommaires qui accentuent les problèmes particuliers associés au défaut,
- Un organigramme récapitulant l'évaluation du défaut,
- L'information minimum requise pour évaluer le défaut,
- La méthode d'évaluation,
- La gamme d'applicabilité de la méthode et toutes limitations spécifiques,
- Un modèle d'incertitude approprié à l'application de la méthode d'évaluation,
- Un exemple d'application de la méthode d'évaluation,
- Les références utilisées.

I.1.1.2 Les différents et principaux types de défauts évalués dans le PDAM

- Défauts de corrosions,
- Éraflures,
- Enfoncements (lisses, dans des soudures, combinés avec éraflures, ...etc.),
- Défauts de fabrication dans les tubes,
- Différents types de défauts dans les soudures et les fissures.

I.1.2 Inspection et maintenance des canalisations en service

L'inspection et la maintenance des canalisations en services est un domaine multidisciplinaire, il associe trois secteurs technologiques: Inspection, Matériaux et Mécanique [5]. Ces trois secteurs sont présentés dans la figure I.2 avec leurs diverses fonctions.

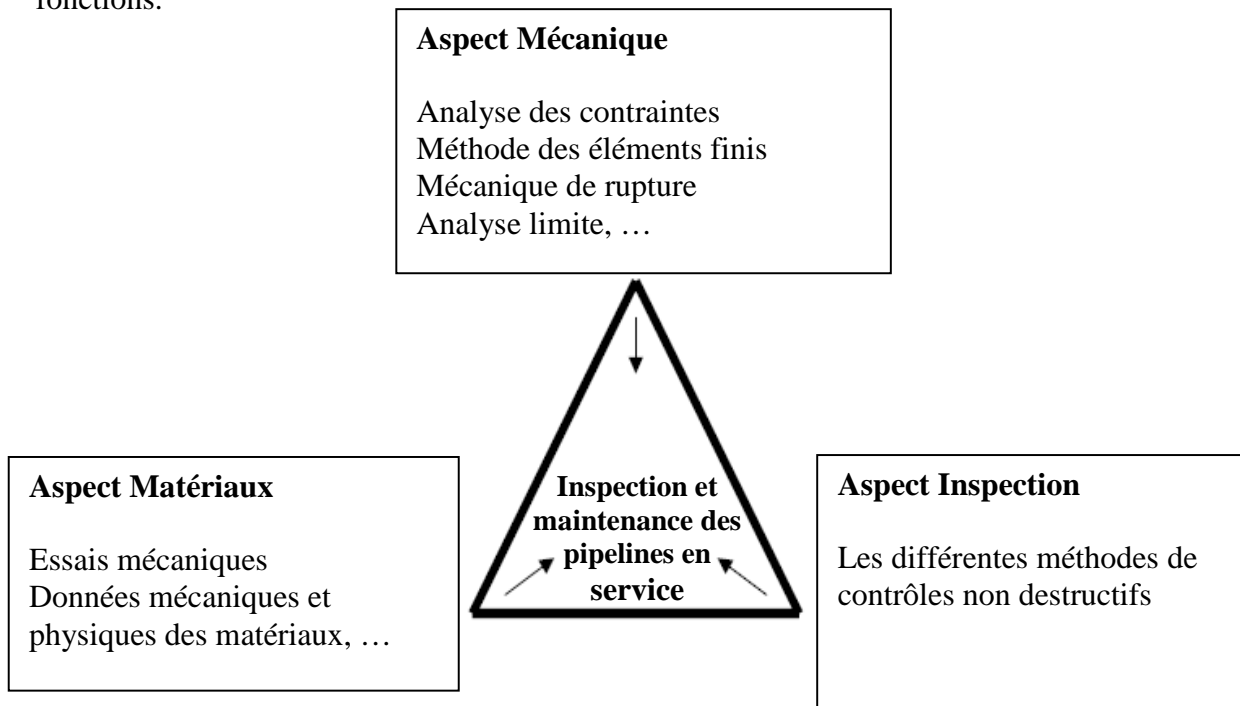


Figure I.2 : Les trois secteurs technologiques impliqués dans l'inspection et la maintenance des pipelines en service

Ces trois secteurs sont représentés par les sommets du triangle de la figure I.2.

Les inspecteurs sont les yeux et les oreilles de chaque unité opérationnelle ; ils examinent, regardent et recueillent des données critiques à l'issue de l'inspection. Ils examinent les problèmes et spécifient le type et la procédure de réparation.

Les spécialistes des matériaux représentent le second secteur, ces derniers ont connaissances des différents matériaux utilisés ainsi que leurs différentes propriétés mécaniques et physiques pour en optimiser le choix.

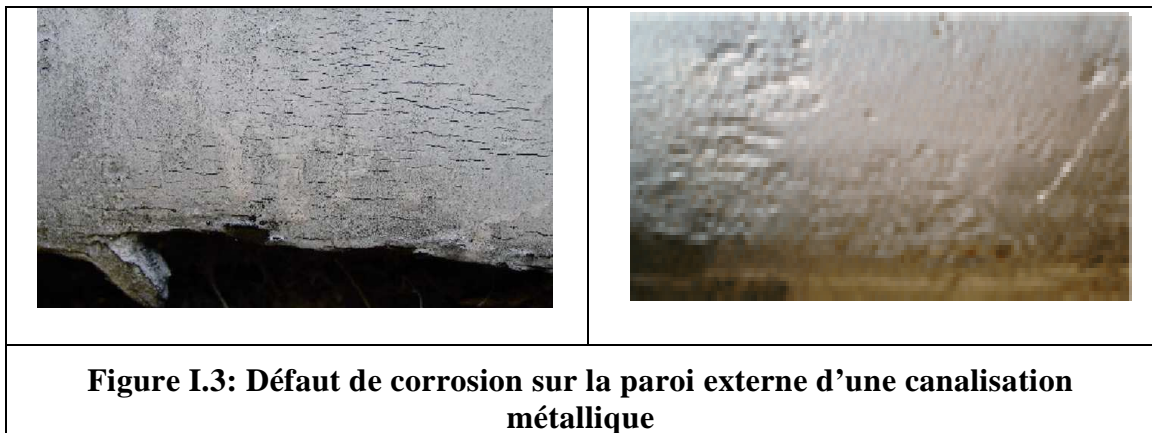
Le troisième et dernier secteur est celui de la mécanique, il a comme objectif l'évaluation des contraintes auxquelles sont soumises les canalisations au moyen de diverses techniques analytiques et théoriques existantes à ce jour (Exemple: les éléments finis, la mécanique de la rupture, l'analyse limite, ...). Le besoin économique et sécuritaire a conduit les chercheurs et les ingénieurs à mener des études très poussées dans cette perspective afin de faire une évaluation plus précise de la nocivité des défauts rencontrés dans les canalisations.

I.2 Différents types de défauts précurseurs de la rupture des canalisations

Les canalisations sont largement employées pour le transport de fluides et de gaz car c'est le mode d'acheminement actuellement le plus économique. L'accroissement de leur diamètre et de la pression de service augmentent le risque de rupture amorcée à partir de défauts. La présence d'un défaut dans une canalisation associée à l'effet de la pression interne pourra provoquer une rupture localisée induisant une fuite et éventuellement une explosion. Généralement, pour les canalisations, on distingue les défauts suivants: les cratères de corrosion, les fissures, les enfoncements, les éraflures et le défaut dit combiné (enfoncement + éraflures).

I.2.1 Les cratères de corrosion

Le problème de corrosion dans les pipelines à été traité par plusieurs auteurs [12, 15, 16, 17]. Généralement la corrosion est très présente sur les canalisations métalliques, elle conduit à une diminution de l'épaisseur des canalisations dans les zones affectées comme la montre la figure I.3.



I.2.1.1 Mécanisme de corrosion des pipelines

La corrosion des matériaux et plus particulièrement celle des canalisations désigne l'altération de ce matériau (cette canalisation) par réaction avec un oxydant (le dioxygène et le cation H^+ en majorité).

L'étude fondamentale des phénomènes de corrosion relève essentiellement de l'électrochimie.

La corrosion des matériaux métalliques est électrochimique par nature; elle peut se définir aussi comme la destruction d'un métal par le biais de réactions de transfert d'électrons.

Ce type de corrosion se produit uniquement dans les conditions typiques d'une cellule électrochimique :

- Présence d'une anode et d'une cathode; la connexion entre l'anode et la cathode permettant le transfert des électrons,
- La présence d'une solution électrolytique qui conduira les ions entre l'anode et la cathode.

On distingue deux types de corrosion dans les pipelines : la corrosion interne ou externe. La corrosion externe est maintenant freinée par des dispositifs de protection cathodique.

I.2.1.2 Protection des pipelines contre le phénomène de corrosion

Pour protéger les pipelines contre la corrosion externe, on recouvre l'acier d'un revêtement isolant et on les relie à des appareils spéciaux appelés redresseurs pour protection cathodique [18]. De minuscules arrachement du revêtement des pipelines, non détectés lors de leur inspection peuvent avoir lieu, puisque ceux-ci sont habituellement enfouis sous terre ou posés sur le plancher marin, mettent l'acier des pipelines en contact avec le sol, l'eau ou l'air humide et le soumettent à la corrosion.

Cette réaction électrochimique peut être inhibée en maintenant l'acier des pipelines au pôle négatif (cathode) par rapport au sol environnant (anode). Pour ce faire, il suffit de brancher le pôle négatif d'une alimentation électrique en courant continu sur le pipeline et le pôle positif aux dispositifs à anode installés dans le sol (a) de sorte que les courants électriques circulent de l'anode au pipeline (b).

Dans ce dispositif, le pipeline est la cathode du circuit (c), ce qui a donné son nom à la méthode, de la « protection cathodique, figure I.4 ». Le système de protection protège le pipeline du sol en maintenant son potentiel électrique dans une zone sécurisée de -0,85V à -1,35V.

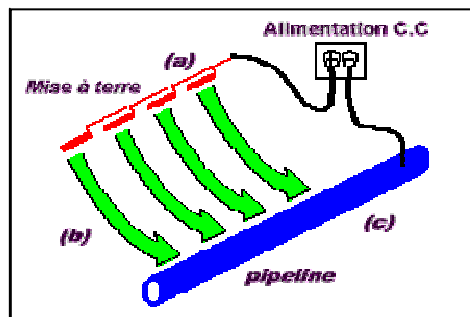


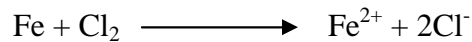
Figure I.4 : Dispositif de la protection cathodique des canalisations [18]

Dans le cas de la corrosion interne des pipelines transportant par exemple des fluides, l'anode et la cathode sont des sites à la surface du métal qui présentent un potentiel électrochimique différent.

La connexion électrique est assurée par le métal, et le fluide qui se trouve à l'intérieur du pipeline sert d'électrolyte.

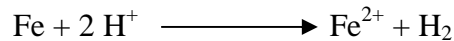
La corrosion est un problème important car à l'origine d'un nombre importants d'accidents par rupture des canalisations. La corrosion est un phénomène qui dépend du matériau utilisé, de la conception de la pièce (forme, traitement, assemblage) et de l'environnement.

Le processus de corrosion peut également être ralenti en agissant sur la réaction chimique en elle-même. La formule de corrosion est donnée par :



Cette formule, correspond par exemple à la réaction de corrosion des canalisations métalliques d'eau potable par le dichlore gazeux servant initialement à détruire les microorganismes.

L'atmosphère contient des acides HNO_3 , H_2SO_4 , etc., résidus de combustion. Ces acides attaquent les métaux selon:



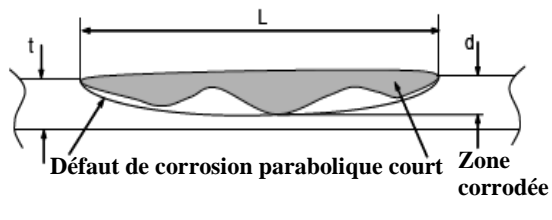
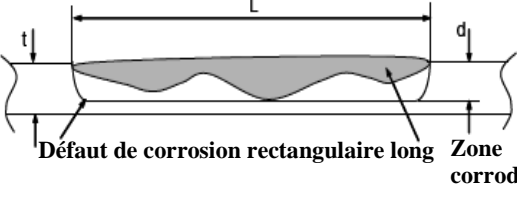
Ces phénomènes sont à la base de la corrosion atmosphérique qui n'a d'ailleurs pas lieu en absence d'humidité dans l'air.

Les différents travaux réalisés à ce jour sur la rupture des canalisations à partir de défauts de corrosion sont basés sur des données expérimentales et la théorie de l'analyse limite est l'outil utilisé pour le traitement de ce genre de problèmes.

Par exemple, selon le code ASME B31G [13], les conditions de rupture de tubes corrodés sont établies à partir des données expérimentales et exprimées à partir des deux conditions suivantes :

Premièrement, la contrainte circonférentielle globale maximale ne peut pas excéder la limite d'élasticité du matériau.

Deuxièmement, un défaut de corrosion court est assimilé à sa projection selon une forme parabolique et un défaut de corrosion long est projeté selon une forme rectangulaire.

	
<p>Figure I.5.a: Défaut de corrosion court projeté selon une forme parabolique</p>	<p>Figure I.5.b: Défaut de corrosion long projeté selon une forme rectangulaire</p>

I.2.2 Les fissures

Au cours des dix dernières années, plusieurs études ont été réalisées dans le domaine d'évaluation et de contrôle de la nocivité des défauts de surfaces dans les pipelines [19, 20, 21, 22, 23]. Ces défauts de surface résultent par exemple dans : la corrosion, les endommagements causés par des agressions de forces externes ou aussi les défauts de soudures et sont assimilés à des fissures semi elliptiques par conservatisme.

Les canalisations sont le plus souvent assemblées à partir de la jonction de tubes d'acier soudés. Ces tubes sont roulés et soudés longitudinalement en usine, par contre les soudures bout à bout (soudure de raboutage) sont réalisées sur chantier (voir figure I.6).

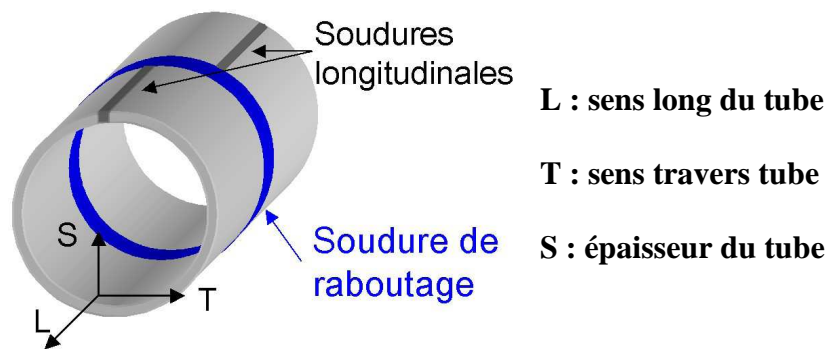


Figure I.6 : Soudure de raboutage et longitudinale dans une canalisation

Les soudures longitudinales réalisées lors du formage du tube en usine sont considérées comme moins critiques vis-à-vis de la rupture de la canalisation, car elles sont contrôlées avant de transférer les tubes sur chantier. Par contre, les soudures réalisées sur chantier (soudage bout à bout) peuvent présenter des fissures car elles sont parfois réalisées dans des conditions difficiles. De plus, elles ne sont pas forcément contrôlées.

Les défauts rencontrés dans les joints soudés sont généralement assimilés à des fissures, comme celles résultant d'un manque de pénétration de la matière (voir figure I.7).

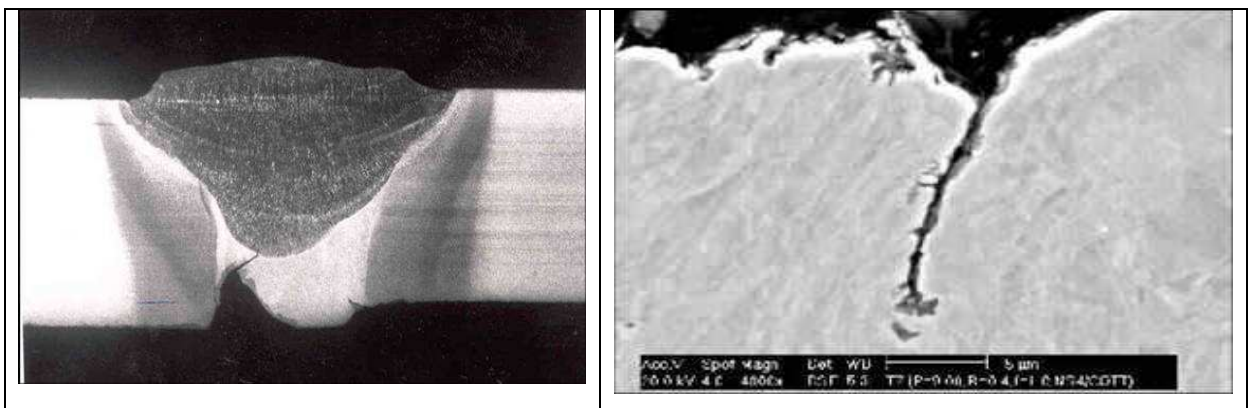


Figure I.7 : Fissure dans des joints soudés

I.2.3 Les éraflures

Lors des opérations de maintenance des tuyaux, il arrive que par maladresse ou négligence ou par défaut de précautions, le tuyau soit soumis à des agressions mécaniques.

Lorsque les personnes intervenant sur chantier n'arrivent pas à localiser le tuyau enterré avec suffisamment de précision, il arrive fréquemment que le tuyau soit soumis à un choc provoqué par un outil (coup de pic par exemple) ou un engin de chantier (choc d'une dent de godet par exemple, voir figure I.8.a).

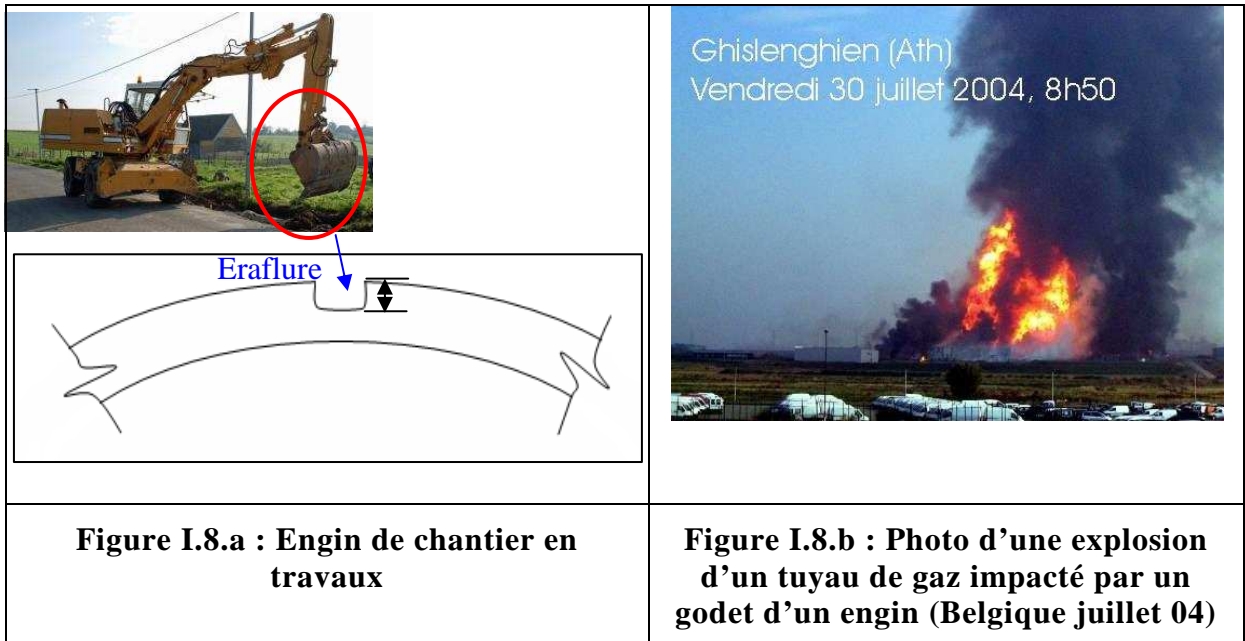
La plupart du temps, l'incident passe inaperçu ou n'est pas signalé tout simplement.

Définition d'une éraflure

Une éraflure est un endommagement superficiel de la surface dû à un contact avec un objet étranger qui provoque un enlèvement de matière (figure I-8-a). Cette éraflure peut être considérée comme une entaille. Les dimensions d'une éraflure sont définies de façon que la longueur soit plus grande que la largeur [10].

Le choc causé par l'agression externe peut néanmoins provoquer de graves endommagements au tuyau. En service, l'action de la pression pourra provoquer une rupture localisée qui provoquera elle-même une fuite et éventuellement une explosion.

Un exemple récent de grave accident résultant de ce processus a eu lieu en Belgique en été 2004 (voir figure I.8.b).

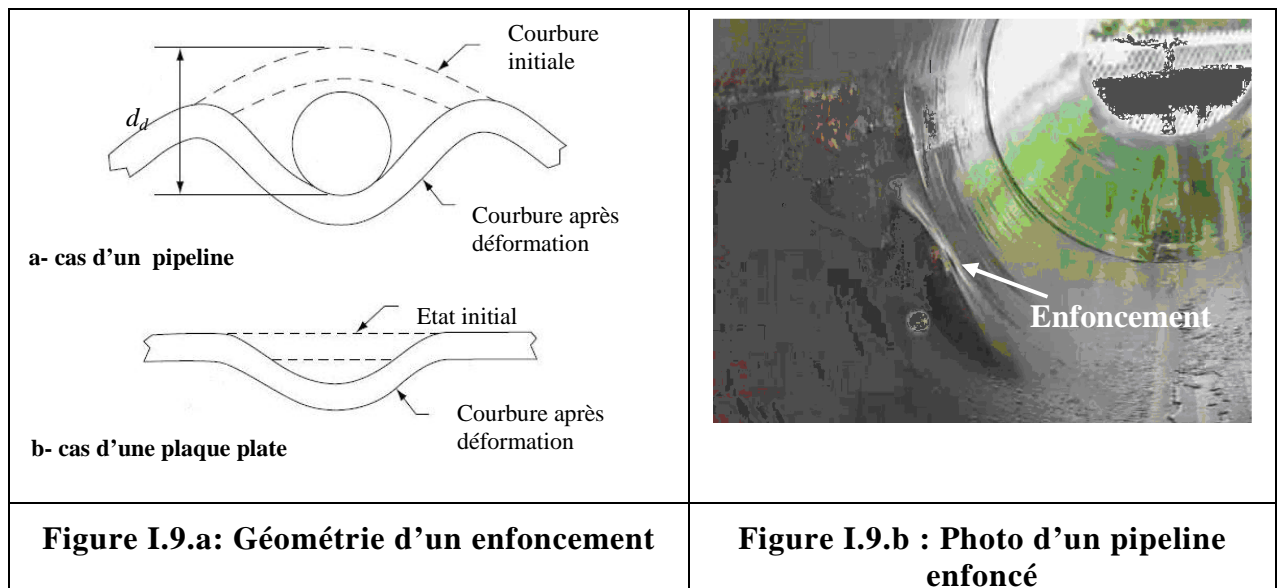


I.2.4 Les Enfoncements

Comme on l'a mentionné dans le paragraphe I.3, lors des opérations de maintenance des canalisations, il arrive par maladresse ou négligence que le tuyau soit soumis à une agression externe. Les enfoncements sont l'un des endommagements qu'on peut rencontrer sur les tuyaux impactés.

Définition d'un enfoncement

Un enfoncement dans un pipeline est une déformation plastique permanente de la section circulaire de la paroi du tube dû à un impact avec un corps étranger (exemple: le godet d'un engin en travaux pour les canalisations enterrées ou posées par terre, les ancres des bateaux pour les pipelines immergés). Autrement dit un enfoncement est un changement de la courbure de la paroi du pipeline sans changement d'épaisseur. La profondeur de cet enfoncement est définie comme la réduction maximale du diamètre du tuyau par rapport à son diamètre initial (voir figure I.9.a et I.9.b)

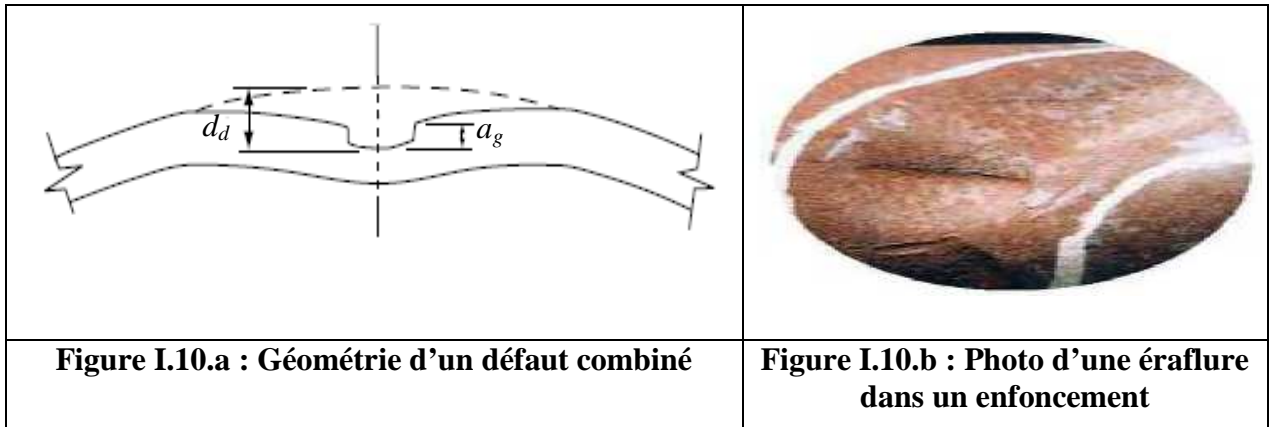


Un enfoncement provoque une concentration locale de contrainte et de déformation et une réduction locale du diamètre du tuyau. La présence des enfoncements dans les tuyaux peut se résumer au cas suivants [2, 3]:

- ➔ indentation lisse (Plain dent): ce type d'enfoncement correspond à celui où il n'y a pas de réduction de l'épaisseur de la paroi du tube.
- ➔ Indentation pliée (kinked dent) : c'est un enfoncement qui provoque un changement brusque de la paroi du pipeline
- ➔ indentation dans des soudures, cette configuration traduit la combinaison d'un enfoncement et d'un autre défaut car les soudures sont susceptibles de présenter des fissures, ...

I.2.5 Les défauts combinés (enfoncements + éraflures)

Un enfoncement est une déformation plastique permanente de la section du pipeline due à un contact avec un corps étranger (agression externe), ce même contact peut aussi provoquer un enlèvement de la matière. Dans ce cas, on se retrouve dans une situation où on a un défaut combiné (enfoncement + éraflure, voir figure I.10.a et I.10.b). Ce type de défaut est très compliqué car il implique des non linéarités géométriques et matérielles.



La présence d'un défaut tel qu'un enfoncement + éraflure dans une canalisation est très dangereuse. En effet, en plus de la concentration de contraintes provoquée par l'agression externe, il y a aussi une réduction de l'épaisseur du pipeline due à la présence de l'éraflure. En conséquence, on constate une diminution locale de la résistance mécanique de la canalisation. Les relations empiriques qui permettent la prédiction de la pression d'éclatement d'un enfoncement contenant une éraflure sont proposées par British Gaz [24, 25], l'EPRG [26] et Batelle [12, 21, 36].

Ces relations seront données et détaillées dans le paragraphe I.4 de ce chapitre.

I.3 Méthodes et outils pour évaluer et contrôler la nocivité des défauts dans les canalisations

I.3.1 L'analyse limite

La théorie de l'analyse limite a fait son apparition à la fin des années 30, elle constitue une partie de la théorie de la plasticité liée à un comportement élastique parfaitement plastique. A partir des années 50, plusieurs études ont débuté sur les défauts dans les pipelines en utilisant l'analyse limite et plus particulièrement les études menées à l'institut Batelle au USA. L'objectif de ces études étant de donner des solutions analytiques pour le calcul des charges ultimes (Pression ultime). Cela a conduit par la suite à un remplacement progressive du concept de dimensionnement basé sur la notion de la contrainte admissible par celui basé sur les états limites de chargement. L'analyse limite a été utilisée dans un premier temps pour les tubes corrodés, par la suite elle a été appliquée aux tubes fissurés et récemment on a étendu son utilisation aux tubes enfoncés. Les différents travaux réalisés à ce jour pour ces trois types de défaut seront examinés par la suite.

I.3.1.1 Quelques rappels sur l'analyse limite appliquée aux matériaux

Le calcul de la charge limite d'une structure supposée composée de matériaux rigides parfaitement plastiques, par la méthode de l'analyse limite, nécessite de respecter les hypothèses suivantes :

- Le matériau est rigide parfaitement plastique,
- La loi de comportement est conforme au principe du travail maximum. C'est à dire que les contraintes vérifient un critère de plasticité $f(\sigma) = 0$, supposé convexe qui est aussi une fonction potentielle des vitesses de déformation respectant la règle d'écoulement dite loi de normalité,
- Les conditions aux limites sont compatibles avec l'écoulement libre de la structure,
- Les vitesses de déplacements et de déformation sont suffisamment petites.

Les contraintes sont admissibles dans un matériau élastique parfaitement plastique si elles vérifient le critère de plasticité de Tresca ou de Von Mises donnée par : $F(\sigma) \leq \sigma_y$ en un point quelconque.

I.3.1.2 Les applications de l'analyse limite pour les pipelines présentant des défauts

I.3.1.2. Tubes corrodés

Plusieurs travaux traitant les défauts de corrosion dans les pipelines faisant appel à l'analyse limite ont été publiés à ce jour [5, 15, 17]. Les résultats de ces différents travaux ont permis d'établir des codes de calcul [13, 27] utilisés actuellement dans le contrôle et l'évaluation de la nocivité des cratères de corrosion dans les canalisations. Les travaux de Choi [17], le code ASME B31 G [13], le code ASME B31 G modifié et le code DNV RP-F101 [27] seront développés ci après.

I.3.1.2.1.1 Travaux de Choi et al.

Afin d'obtenir la pression ultime de tuyaux d'acier corrodés de type X65 utilisés dans le transport du gaz et du pétrole, plusieurs essais d'éclatement de tubes et une analyse par éléments finis ont été réalisés par Choi et al. [17].

Dans une première étape, une série d'essais d'éclatement a été effectuée sur différents tuyaux présentant des défauts simulés par usinage, pour étudier les mécanismes de défaillances.

En seconde étape, une analyse par éléments finis a été réalisée en simulant ces défauts pour pouvoir définir un critère de rupture qui donne la prédiction de la pression maximale permise en fonction de la géométrie du défaut de corrosion. Enfin une comparaison des résultats obtenus par les deux études à été réalisée.

La contrainte d'écoulement est généralement donnée par la formule:

$$\sigma_f = \frac{(\sigma_0 + \sigma_u)}{2} \quad (I.1)$$

avec: σ_u est la contrainte ultime et σ_0 est la limite d'élasticité.

Choi a basé son étude sur deux types de défauts, semi elliptique et rectangulaire aux cotés arrondis, pour diminuer la concentration de contraintes aux coins.

La figure I.11 illustre les deux défauts.

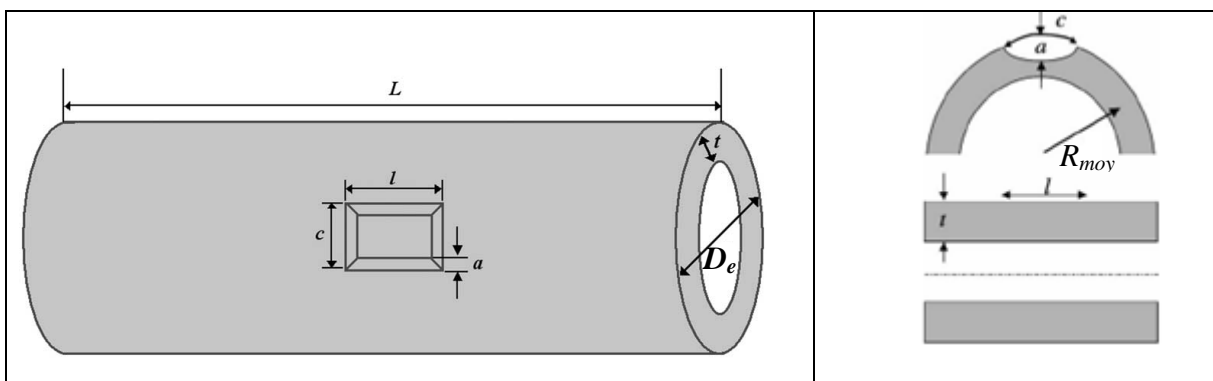


Figure I.11 : Géométrie du tube ainsi que du défaut de corrosion utilisé dans l'analyse de Choi et al [17]

En utilisant une analyse par régression des résultats éléments finis, Choi et al [17] proposent des solutions pour le calcul de la pression maximale (ultime) de tuyaux corrodés en fonction des paramètres (R_{moy} : rayon moyen, t : épaisseur, ...etc.).

Deux cas ont été traités par rapport aux dimensions des défauts utilisés (défauts courts ou défaut longs)

$$\diamond \quad \text{Cas 1 : } \left(\frac{l}{\sqrt{R_{moy} \cdot t}} \right) < 6$$

$$P_{\max} = 0.9 \cdot \frac{2t}{D_i} \sigma_u \left[C_0 + C_1 \left(\frac{l}{R_{moy} \cdot t} \right) + C_2 \left(\frac{l}{R_{moy} \cdot t} \right)^2 \right] \quad (I.2)$$

$$\text{avec: } C_0 = 0.06 \left(\frac{a}{t} \right)^2 - 0.1035 \left(\frac{a}{t} \right) + 1 \quad (I.3)$$

$$C_1 = 0.69136 \left(\frac{a}{t} \right)^2 + 0.4548 \left(\frac{a}{t} \right) - 1.447 \quad (I.4)$$

$$C_2 = 0.1163 \left(\frac{a}{t} \right)^2 - 1.053 \left(\frac{a}{t} \right) + 0.292 \quad (I.5)$$

$$\diamond \quad \text{Cas 2: } \left(\frac{l}{\sqrt{R_{moy} \cdot t}} \right) \geq 6$$

$$P_{\max} = \frac{2t}{D_i} \sigma_u \left[C_0 + C_1 \left(\frac{l}{R_{moy} \cdot t} \right) \right] \quad (I.6)$$

La solution analytique donnée par Choi [17] est basée essentiellement sur les résultats des analyses par éléments finis qui ont été faites en faisant varier les différents paramètres suivants: a/t , R_{moy}/t et $l/\sqrt{R_{moy} \cdot t}$. Au total, 30 cas ont été analysés et résumés dans le tableau ci dessous:

R_{moy}/t	21.3						30					
a/t	0.4		0.6		0.8		0.4		0.6		0.8	
$l/\sqrt{R_{moy} \cdot t}$	0.5	1	2	4	6	0.5	1	2	4	6		

Tableau: I.1 : Les valeurs des trois paramètres utilisés par Choi et al. [17] lors de l'analyse par éléments finis

La comparaison entre les résultats des essais d'éclatements et ceux prédits par l'équation (2) établie par Choi [17] est donnée par la figure suivante :

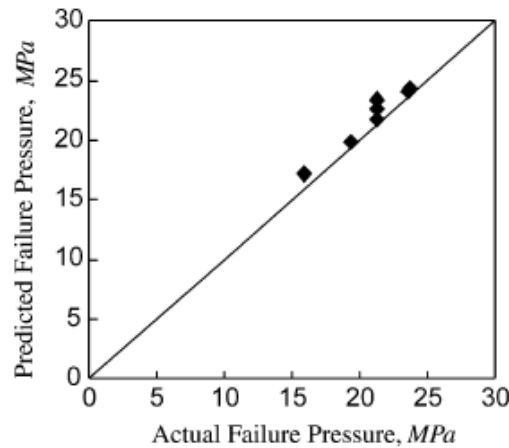


Figure I.12 : Comparaison entre la pression d'éclatement expérimentale et celle prédite par l'équation (2), [17]

La comparaison entre la pression ultime prédite par l'équation (I.2) et celle donnée lors des essais d'éclatement montre un bon accord dans tous les cas comme le montre la figure I.12 [17].

I.3.1.2.1.2 Code ASME B31G

Le code ASME B31G est un code destiné à évaluer la résistance résiduelle à la rupture d'un tuyau corrodé [13]. Les paramètres d'entrée comprenant le diamètre extérieur du tuyau (D_e), l'épaisseur (t), la limite d'élasticité minimale requise σ_0 , la pression de service maximale, l'extension maximale longitudinale de la corrosion (l) et la profondeur du défaut (a).

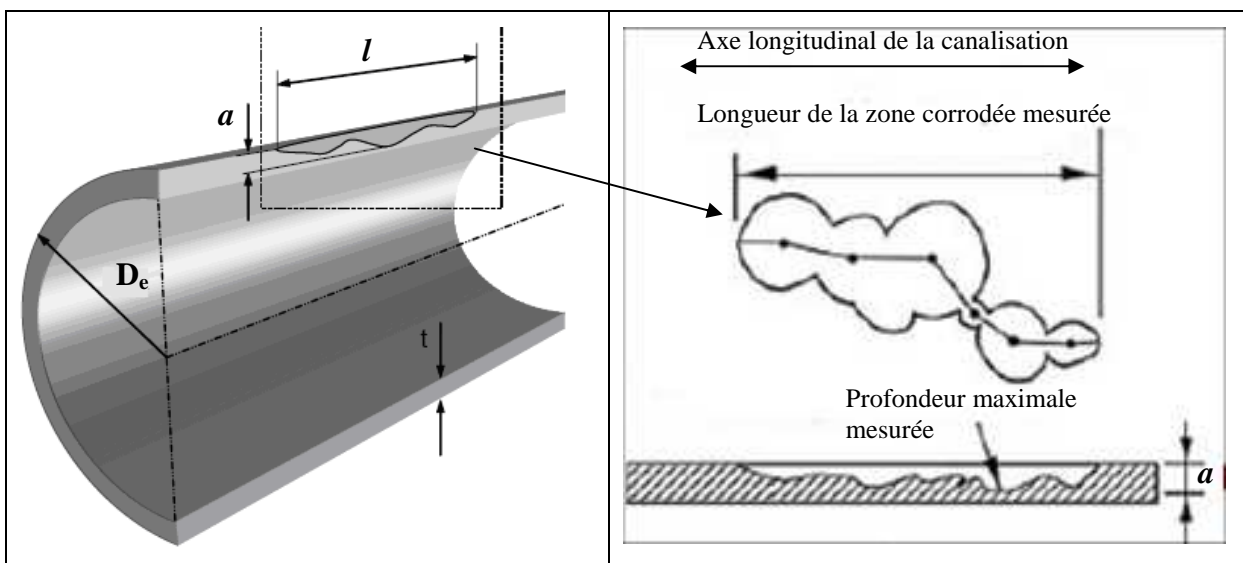


Figure I.13 : Géométrie d'un défaut de corrosion dans un pipeline selon ASME B31 G [13]

Selon le code ASME B31G, la condition de rupture de tubes corrodés est établie à partir des données expérimentales et exprimée à partir des deux conditions suivantes:

Premièrement, la contrainte circonférentielle globale maximale ne peut pas excéder la limite d'élasticité du matériau.

Deuxièmement, un défaut de corrosion court est assimilé à sa projection selon une forme parabolique et un défaut de corrosion long est projeté selon une forme rectangulaire (voir figure I.4.a et I.4.b).

La condition de la rupture pour un tuyau corrodé varie selon la forme du défaut (parabolique et rectangulaire).

Défauts paraboliques : $\sqrt{0.8 \left(\frac{l}{D_e} \right)^2 \left(\frac{D_e}{t} \right)} \leq 4$

$$P_{ult} = \frac{2 \cdot (1.1\sigma_0) \cdot t}{D_e} \cdot \left[\frac{(1 - 0.66(a/t))}{(1 - 0.66(a/t)/M_F)} \right] \quad (I.7)$$

avec $M_F = \sqrt{1 + 0.8 \left(\frac{l}{D_e} \right)^2 \left(\frac{D_e}{t} \right)}$ (I.8)

M_F est le coefficient de flambement ou autrement dit le facteur de Folias.

Défauts rectangulaires: $\sqrt{0.8 \left(\frac{l}{D_e} \right)^2 \left(\frac{D_e}{t} \right)} > 4$

I.3.1.2.1.3 Code ASME B31 G Modifié

Dans le code ASME B31G modifié, la limite d'écoulement est donnée par la formule :

$$\sigma_f = 1.1\sigma_y + 69 \quad (MPa) \quad (I.9)$$

σ_y est la limite d'élasticité. Deux cas sont à considérer :

❖ Cas 1: $\left(\frac{l}{D_e} \right)^2 \left(\frac{D_e}{t} \right) \leq 50$

$$P_{ult} = \frac{2 \cdot (1.1\sigma_y + 69) \cdot t}{D_e} \cdot \left[\frac{(1 - 0.85(a/t))}{(1 - 0.85(a/t)/M_F)} \right] \quad (I.10)$$

Le facteur de flambement M est égal à :

$$M_F = \sqrt{1 + 0.6275 \left(\frac{l}{D_e} \right)^2 \left(\frac{D_e}{t} \right) - 0.003375 \left(\frac{l}{D_e} \right)^4 \left(\frac{D_e}{t} \right)^2} \quad (I.11)$$

❖ **Cas 2:** $\left(\frac{l}{D_e}\right)^2 \left(\frac{D_e}{t}\right) > 50$

$$P_{ult} = \frac{2 \cdot (1.1\sigma_y + 69)t}{D_e} \cdot \left[\frac{(1 - 0,85(a/t))}{(1 - 0,85(a/t)/M_F)} \right] \quad (I.12)$$

Avec
$$M_F = 3.3 + 0.032 \left(\frac{l}{D_e}\right) \left(\frac{D_e}{t}\right) \quad (I.13)$$

I.3.1.2.1.4 Code DNV RP-F101

Le code DNV RP-F101 est le code le plus complet sur l'acceptabilité des défauts de corrosion dans les tuyaux [26]. Il permet de traiter tous les types de chargement sous pression interne mais aussi un chargement combiné (pression interne et chargement longitudinal en contrainte de compression/traction). Le code DNV RP-F101 propose deux méthodes pour trouver la pression ultime :

- ✓ La première méthode est désignée sous le nom de facteur de sécurité partiel,
- ✓ La seconde comme le dimensionnement selon la contrainte admissible.

Le dimensionnement selon la contrainte admissible considère que les défauts de corrosion n'interagissent pas et est présenté ici. La procédure de la méthode du facteur de sécurité partiel et des défauts interagissant est présentée dans le code DNV RP-F101.

La réalisation du dimensionnement selon la méthode du code DNV RP-101 nécessite de définir le type de chargement (pression interne seule ou chargement combiné). La pression ultime est alors donnée par la relation :

$$P_{ult} = \frac{2\sigma_0 t}{D_e - t} \left[\frac{1 - (a/t)}{1 - (a/t)/Q_g} \right] \quad (I.14)$$

Q_g est le facteur de correction géométrique :

$$Q_g = \sqrt{1 + 0,31 \left(\frac{l}{\sqrt{D_e t}} \right)} \quad (I.15)$$

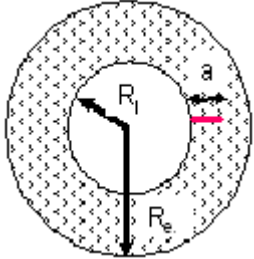
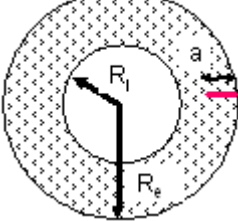
Selon le code DVN RP-F101, la pression ultime ne doit pas dépasser la pression maximale en service. Dans le cas contraire, le tuyau corrodé doit être réparé ou remplacé.

I.3.1.2.2 Tubes Fissurés

La sensibilité des matériaux aux fissures est moindre si le matériau a un caractère ductile. En effet, la présence de telles fissures entraîne la redistribution des contraintes localement. La rupture débute au voisinage de cette fissure où les contraintes seront élevées et peuvent être comparées à la résistance à rupture du matériau. Ce fait permet d'utiliser des méthodes de calculs simples pour estimer les dimensions critiques des fissures à partir de la limite d'écoulement ou de la limite d'élasticité ou de la combinaison de la limite d'élasticité et de la résistance à la rupture.

Ces méthodes simplifiées de détermination de la limite d'admissibilité et dimension critique des fissures dans un tube nécessitent de connaître les données géométriques du tube et de la fissure ainsi que les caractéristiques mécaniques du matériau. Le code SINTAP⁷ [28] par exemple donne quelques solutions analytiques pour les pressions ultimes dans les tuyaux comportant des fissures suivant différentes configurations.

Le tableau suivant résume deux solutions pour un tube fissuré extérieurement et intérieurement:

	<p>La pression ultime pour une fissure débouchante axiale interne dans un tube soumis à une pression interne est donnée par la formule :</p> $p_{ult} = \sigma_0 \cdot \ln\left(\frac{R_e}{R_i + a}\right) \quad (I.16)$
	<p>La pression ultime pour une fissure débouchante axiale externe dans un tube soumis à une pression interne est donnée par la formule :</p> $P_{ult} = \sigma_0 \cdot \left(\frac{R_i}{R_i + a}\right) \cdot \ln\left(\frac{R_e}{R_i + a}\right) \quad (I.17)$
<p>Tableau I.2 : Solution pour la pression ultime d'un tube avec une fissure externe et interne selon le code SINTAP [28]</p>	

7. SINTAP : Structural INTegrity Assessment Procedures

D'autres travaux ont été réalisés sur les canalisations fissurées en utilisant la méthode d'analyse limite basée sur des résultats d'essais d'éclatements ou des résultats d'analyse par éléments finis [29, 30, 31, ...]. Les trois cas extrêmes retenus dans ces travaux sont :

I.3.1.2.2.1 Canalisation a parois épaisse sans défaut

La pression d'éclatement d'un tuyau épais sans défaut est donnée par la formule [29]:

$$\frac{P_0}{\sigma_f} = D \ln \left(1 + \frac{t}{R_i} \right) = D \left[\frac{t}{R_i} - \frac{1}{2} \left(\frac{t}{R_i} \right)^2 + \frac{1}{3} \left(\frac{t}{R_i} \right)^3 - \dots \right] \quad (I.18)$$

avec : P_0 est la pression d'éclatement du tuyau sans défaut

σ_f est la contrainte d'écoulement donnée par la formule suivante [29] :

$$\sigma_f = \frac{R_{p0.2} + R_m}{2} \quad (I.19)$$

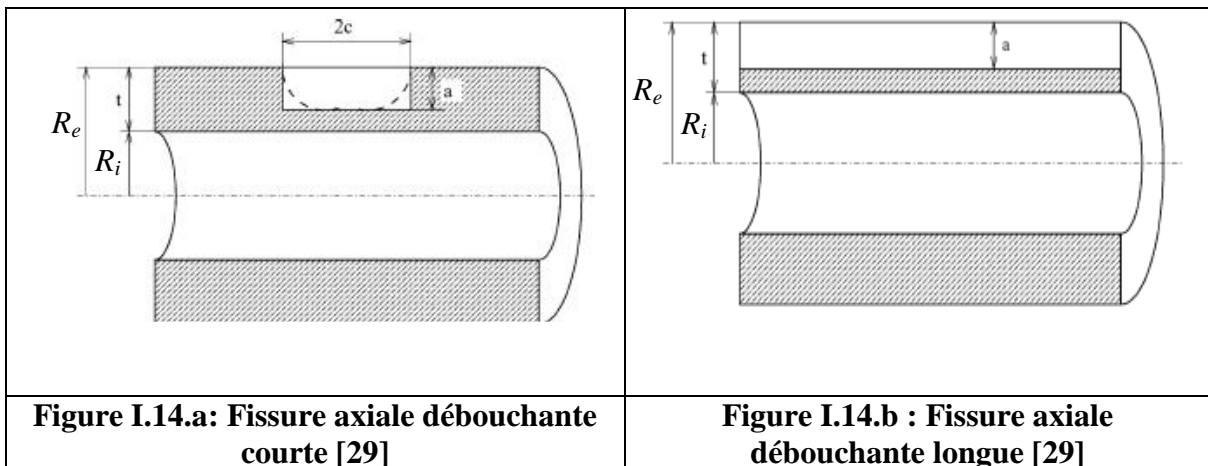
Cette définition de la contrainte d'écoulement (σ_f) ramené à la limite d'élasticité si le matériau est élastique parfaitement plastique [29], ce qui est le cas lorsqu'on applique la théorie de l'analyse limite.

D est un facteur lié à la définition de la contrainte équivalente:

$$D = \begin{cases} 1, & \text{Dans le cas des contraintes de Tresca} \\ \frac{2}{\sqrt{3}}, & \text{Dans le cas des contraintes de} \end{cases}$$

R_i et t sont respectivement le rayon intérieur et l'épaisseur du tube.

Il faut bien noter que la série donnée par l'équation (18), converge si $t/R_i \leq 1$ [29].



I.3.1.2.2.2 Canalisation avec une fissure axiale débouchante courte

La contrainte a rupture d'une canalisation contenant une fissure axiale **débouchante** (figure I.14.a) a été étudié par plusieurs auteurs [12, 31] et des formules semi-empiriques ont été proposées.

En effet la pression d'éclatement est donnée par la formule suivante dite formule de Battelle [12, 31]:

$$\frac{P_e}{\sigma_u} = D \frac{t}{R_i M_F} \quad (I.20)$$

avec P_e est la pression d'éclatement

D est un facteur de contraintes

σ_u représente la contrainte ultime du matériau

R_i est le rayon intérieur du tuyau

M_F facteur de Folias, il est donné par la formule suivante :

$$M_F = \sqrt{1 + 1.61 \frac{c^2}{R_i t}} \quad (I.21)$$

c représente la profondeur de la fissure.

Pour $c \rightarrow 0$, $M_F \rightarrow 1$. La pression d'éclatement dans ce cas, est celle d'un tube sans défaut donnée par la formule (I.18).

Par conséquent, il a été suggéré de généraliser la formule de Battelle (formule (I.20)), par la formule ci-dessous dans le cas des tubes épais :

$$\frac{P_e}{\sigma_u} = \frac{D}{M_F} \ln \frac{R_e}{R_i} \quad (I.22)$$

Cette modification a été appuyée par une analyse par éléments finis pour une fissure débouchante dans le cas où on a : $\frac{a}{t} = 1$ et pour $\frac{a}{c} > 0.4$

I.3.1.2.2.3 Canalisation avec une fissure axiale débouchante longue

La borne inférieure de la charge limite d'une canalisation épaisse avec une fissure longue est proposée [29], le tuyau est divisé en deux tuyaux coaxiaux et en se basant sur cette considération, la formule suivante a été obtenue [29] :

$$\lim_{c \rightarrow \infty} \frac{P_e}{\sigma_u} = D \left[\left(\frac{R_i}{R_1^*} \right) \ln \left(\frac{R_e}{R_i + a} \right) \right] \quad (I.23)$$

avec $R_1^* = \begin{cases} R_i & \text{si la partie fissurée du tuyau est exclue} \\ R_i + a & \text{si la partie fissurée du tuyau est incluse} \end{cases}$

Cette solution a été donnée par Miller [30] pour une fissure interne dans un tuyau avec $R_1^* = R_i$, elle est la solution de borne inférieure avec: $F(\sigma(r)) = \sigma_u$ pour $R_i + a < R < R_e$. Cette considération a été basée sur le fait que la pression interne agit sur un tuyau de rayon $R_i + a$. Une correction a été apportée [29] en remplaçant $R_i + a$ par le rayon interne du tuyau R_i , l'équation (I.23) corrigée alors par :

$$\lim_{c \rightarrow \infty} \frac{p_e}{\sigma_0} = D \left[\left(\frac{R_i}{R_1} \right) \left(\frac{R_i + a}{R_i} \right) \ln \left(\frac{R_e}{R_i + a} \right) \right] \quad (\text{I.24})$$

$$\text{avec } R_1 = \begin{cases} R_i & \text{si la partie fissurée du tuyau est exclue} \\ R_i + \frac{a}{2} & \text{si la partie fissurée du tuyau est incluse} \end{cases}$$

Les équations (I.23 et I.24) donnent la charge limite pour une fissure interne dans un tuyau, dans le cas d'une fissure externe, la charge limite est donnée par la relation suivante :

$$\lim_{c \rightarrow \infty} \frac{p_e}{\sigma_0} = D \left[\ln \left(\frac{R_e - a}{R_i} \right) \right] \quad (\text{I.25})$$

Cette même formule est proposée aussi par [12].

I.3.1.2.3 Tubes enfoncés

Les enfoncements (indentations) locaux sur les canalisations est un sujet compliqué impliquant des non linéarités géométriques et matérielles (voir paragraphe I.2.5 page 20). Il est impossible d'obtenir une solution théorique complète sans aucune simplification. Quand la déformation provoquée par un enfoncement est grande, l'énergie élastique stockée dans le tube peut être négligée.

Quelques travaux ont été réalisés à ce jour dans ce domaine [32, 33]. La figure I.15 illustre le profile de déformation d'un pipeline soumis à une indentation locale.

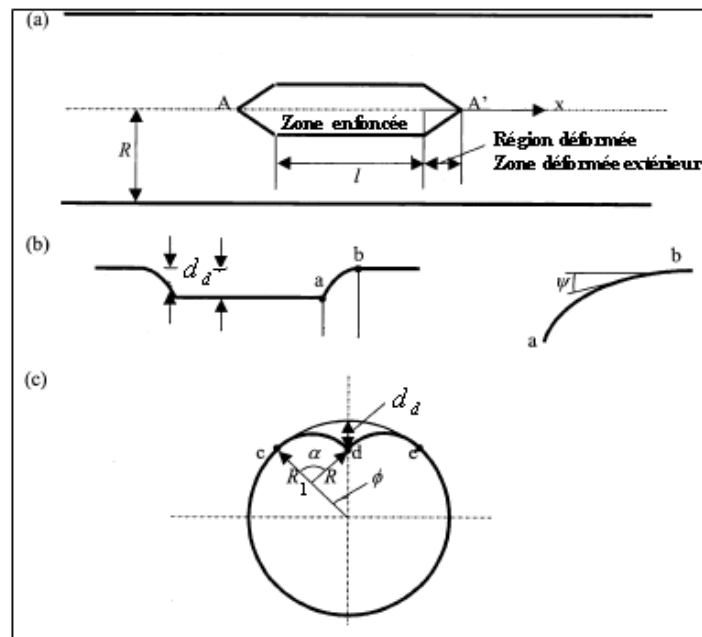


Figure I.15 : Présentation d'une indentation symétrique avec ses différents paramètres [32]

D'après la figure I.15 et en appliquant les relations géométriques d'une indentation symétrique, nous pouvons écrire les équations d'équilibres suivantes [32] :

$$R_1 \phi = R \alpha \quad (\text{I.26})$$

$$d_d = R_1 (1 - \cos \phi) - R [\cos(\alpha - \phi) - \cos \phi] \quad (\text{I.27})$$

$$R_1 \sin \phi = R [\sin \phi + \sin(\alpha - \phi)] \quad (\text{I.28})$$

Avec : R_1 est le rayon du tube, R est le rayon de courbure de l'arc déformé (de l'indentation), ϕ est l'angle de référence (original) et α est l'angle après la déformation (voir figure I.15).

Pour un angle ϕ donné, la solution de (I.26)-(I.28) est :

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= 2\phi \\ R &= \frac{1}{2} R_1 \end{aligned} \right\} \quad (\text{I.29})$$

Par remplacement de l'équation (I.29) dans l'équation (I.27), on obtient la formule qui donne la profondeur de l'indentation en fonction de l'angle ϕ et du rayon du tube R :

$$d_d = R_1(1 - \cos \phi) \quad (\text{I.30})$$

Une autre formulation de la profondeur d_d est donnée par Orynyak [33], qui est fonction de la longueur de l'indentation et du rayon de courbure R de l'indentation (voir figure I.16)

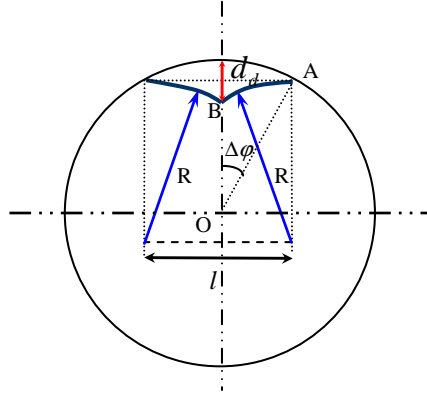


Figure I.16 : Schéma d'une indentation symétrique [33].

$$d_d = 2 \left(R - R \cos \frac{l'}{R} \right) \quad (\text{I.31})$$

Avec
$$\Delta \phi = \frac{l'}{R} \quad (\text{I.32})$$

L'équilibre d'une indentation symétrique est donné par les équations suivantes :

$$\left. \begin{aligned} p &= \frac{N_\varphi}{\rho(\varphi)} + \frac{dQ_\varphi}{ds} \\ M_\varphi &= \frac{dN_\varphi}{ds} + \frac{Q_\varphi}{\rho(\varphi)} \\ Q_\varphi &= \frac{dM_\varphi}{ds} \end{aligned} \right\} (I.33) \rightarrow \text{avec} \left\{ \begin{aligned} N_\varphi &\text{ est la force circonférentielle normale} \\ Q_\varphi &\text{ est la force circonférentielle transverse} \\ M_\varphi &\text{ est le moment fléchissant dans la direction} \\ &\text{circonférentielle} \\ ds &\text{ est un élément d'arc dans la direction} \\ &\text{circonférentielle} \\ \rho(\varphi) &\text{ est le rayon de courbure instantané de} \\ &\text{l'élément d'arc } ds \end{aligned} \right.$$

En réalité, les dimensions d'une indentation sont petites ($d_d \ll R, \Delta \phi \ll \pi$). La pression interne du tube est supportée par la force axiale N_φ dans le cas où on a de grande valeur de φ . A cet égard, la perturbation introduite par l'indentation est locale [33], et l'hypothèse ci-dessous est alors considérée:

$$N_\varphi \approx pR \gg Q_\varphi. \quad (\text{I.34})$$

On prenant en compte cette hypothèse, l'équation d'équilibre devient [33]:

$$\begin{cases} Q_\varphi = \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} \left(P - \frac{PR}{\rho(\varphi)} \right) dS, & \varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_1 \\ Q_\varphi = 0, & \varphi_1 \leq \varphi \leq \pi \end{cases} \quad (\text{I.35})$$

La condition limite nécessite que le moment appliqué soit égal à la capacité ultime de la section supportant l'effort. $\varphi = \varphi_0$ et $\varphi = \varphi_1$, qui est donné par la formule :

$$[M]^A = -[M]^B = \frac{\sigma_0 t^2}{4} (1 - \alpha_\infty^2) \quad (\text{I.36})$$

avec α_∞ la résistance non dimensionnelle du tuyau qui satisfait l'équation suivante :

$$\alpha_\infty R \Delta \varphi^2 = \frac{t}{2} (1 - \alpha_\infty^2) \quad (\text{I.37})$$

La résolution de l'équation (I.37) par rapport à α_∞ , donne :

$$\alpha = \frac{PR}{\sigma_u t} = \sqrt{\frac{R^2}{t^2} \Delta \varphi^4 + 1} - \frac{R}{t} \Delta \varphi^2 \quad (\text{I.38})$$

On pose, $\gamma = \frac{l}{\sqrt{Rt}}$, l'équation (I.38) devient:

$$\alpha_\infty = \sqrt{\gamma^4 + 1} - \gamma^2 \quad (\text{I.39})$$

Pour les faibles valeurs de φ [33]:

$$d_d = 2R(1 - \cos \Delta \varphi) \approx R \Delta \varphi^2 \quad (\text{I.40})$$

$$\gamma^2 = \frac{R^2 \Delta \varphi^2}{Rt} = \frac{d_d}{t} \quad (\text{I.41})$$

$$\alpha_\infty = \sqrt{\left(\frac{\delta}{t}\right)^2 + 1} - \frac{d_d}{t} \quad (\text{I.42})$$

Le modèle développé par Orynyak [33] utilise un mécanisme de rotule plastique dont le moment plastique est affaibli par un terme $(1 - \alpha^2)$. La résistance non dimensionnelle α d'un tuyau avec une indentation (enfoncement) est donnée ainsi en fonction des paramètres géométriques de l'enfoncement (équation (I.38)).

Les paramètres géométriques d'une indentation soumise à une force de traction et un moment de flexion sont donnés [33]. Ces résultats sont obtenus à partir de formulations basées sur l'analyse limite et se réfèrent donc par hypothèse à un mécanisme de ruine plastique habituellement rencontré dans les aciers pour tuyaux présentant une grande ductilité.

Il faut bien noter que les enfoncements dans les tuyaux sont des sujets en cours de développement.

I.3.2 La mécanique de la rupture

Le calcul à la rupture est une méthode ancienne qui est associée à un coefficient de sécurité. Il s'appuie sur la connaissance de la géométrie de la structure et des caractéristiques mécaniques du matériau utilisé pour sa fabrication.

La mécanique de la rupture (**Fractures Mechanics**) est une approche qui considère l'état de contrainte près d'une **discontinuité** existante : **fissure ou défaut géométrique** de rayon nul. Elle permet de prévoir, en fonction des dimensions d'une fissure, de l'état de chargement, des caractéristiques du matériau et notamment la ténacité, le chemin de propagation de cette dernière et la condition de rupture associée.

I.3.2.1 Quelques critères utilisés

I.3.2.1.1 Critère du taux de restitution d'énergie

Ce critère a été établi par Griffith vers 1920 [11], pour des matériaux fragiles. Son principe est que la rupture se produit lorsque l'énergie de l'extension de la fissure est supérieure à l'énergie nécessaire pour créer la surface relative à cette extension. De façon générale, on définit le taux de restitution d'énergie G par la variation de l'énergie potentielle Π stockée dans la structure lors de l'augmentation de la surface libre correspondant à l'extension de la fissure :

$$G = \lim \frac{\Delta \Pi}{\Delta a} = \frac{\partial \Pi}{\partial a} \quad (\text{I.43})$$

avec : $\Pi = U - F$ l'énergie potentielle ;

F le travail des forces extérieures ;

U l'énergie de déformation élastique du solide.

Le critère de rupture fragile s'écrit sous la forme :

$$G \geq \gamma_s = G_{IC} \quad (\text{I.44})$$

Irwin [34] a généralisé l'approche énergétique de Griffith au cas des matériaux ductiles. Il a par conséquent ajouté une énergie plastique de déformation γ_p à l'énergie de surface introduite par Griffith. La rupture se produit donc pour une contrainte critique telle que :

$$\sigma_c = \sqrt{E \frac{(\gamma_s + \gamma_p)}{b_0}} \quad (\text{I.45})$$

où E est le module de Young, b_0 est considéré comme un paramètre caractéristique du défaut.

En prenant en considération les déformations plastiques, le critère de rupture est donné alors sous la forme suivante:

$$G \geq \gamma_s + \gamma_p = G_{IC} \quad (\text{I.46})$$

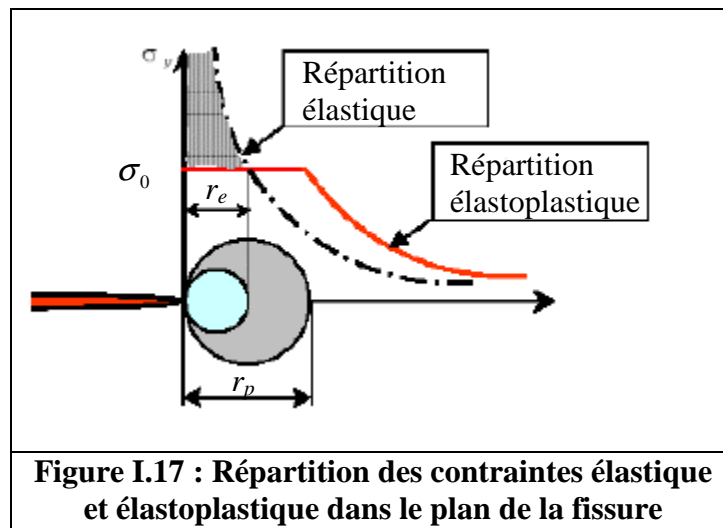
I.3.2.1.2 Critère d'Irwin

Dans le plan d'une fissure et en aval de l'extrémité de celle-ci, la contrainte normale σ_n , lorsque la sollicitation est en mode I ($\theta=0$) est donnée par la relation:

$$\sigma_{\theta\theta} \sqrt{2\pi r} = K_I \quad (\text{I.47})$$

Le critère de rupture proposé par Irwin [34] est fondé sur le concept du Facteur d'Intensité de Contraintes en mode I, en tenant compte de la présence d'une zone plastique supposée petite en comparaison avec la longueur de la fissure. Irwin [34] suppose un accroissement de la fissure petit vis-à-vis de la taille de la zone plastique $r_p \ll a$, figure I.17, et considère que la contrainte σ_{yy} obtenue dans cette zone ne dépasse pas la limite d'élasticité. Il considère, en première approximation, que la frontière entre les deux zones, élastique et plastique, correspond au lieu des points où les contraintes atteignent la limite d'élasticité du matériau. La taille de la zone plastique est définie ainsi par le rayon r_p , qui définit la distance du front de la fissure à la frontière sur l'axe ($\theta = 0$), on peut écrire alors, $\sigma_n = \sigma_y$ et on a :

$$r_p = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{K_I}{\sigma_y} \right)^2 \quad (\text{I.48})$$



L'analyse est réalisée en faisant abstraction des forces non transmises représentées par l'aire hachurée de la figure I.17. Pour tenir compte de ces forces, il convient d'assurer l'équilibre entre les deux répartitions élastique et élastoplastique des contraintes. L'équilibre des forces entre les deux configurations conduit à :

$$r_p = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{K_I}{\sigma_y} \right)^2 = 2r_e \quad (\text{I.49})$$

Ce critère n'est applicable qu'aux faibles niveaux de chargement. Il est donc illusoire de l'appliquer au-delà de la plasticité généralisée.

L'application de la mécanique de rupture dans le cas des canalisations avec défauts est essentiellement concentrée sur les tubes fissurés. Ces fissures sont souvent rencontrées dans les joints soudés.

I.3.2.2 fissuration longitudinale dans un tube

La fissuration longitudinale est un mode de rupture qui touche les conduites de grand diamètre et fragiles dans le cas par exemple de canalisations de distribution d'eau en fonte grise. La fissure se propage dans le sens longitudinal, et la pression interne peut provoquer la rupture complète de la canalisation. Ces ruptures sont souvent causées par des augmentations subites et inhabituelles de pression et des coups de bélier.



Figure I.18 : Mode de rupture d'une canalisation dans le cas d'une fissuration longitudinale

Une procédure basée sur les travaux de Maxey [22, 36] pour le calcul de la pression d'éclatement pour une rupture fragile émanant d'une fissure longitudinale est donnée par la formule suivante :

$$P_e = \frac{4t\sigma_f}{\pi D_e M_s} \cos^{-1}(\exp(-B)) \quad (\text{I.50})$$

Avec σ_f : la contrainte d'écoulement du matériau

D_e : diamètre extérieur de la canalisation

t : épaisseur de la canalisation

Les deux paramètres auxiliaires M_s et B sont donnés par les formules suivantes :

$$M_s = \frac{M_F \cdot t - a}{M_F (t - a)} \quad (\text{I.51})$$

$$B = \frac{\pi}{8c} \left(\frac{K_{mat}}{\sigma_y} \right)^2 \quad (\text{I.52})$$

Avec : M_F représente le facteur de Folias, il est donné par :

$$M_F = \sqrt{1 + 0.6275x^2 - 0.003375x^4} \quad \text{Pour } x \leq 7.07 \quad (\text{I.53})$$

$$M_F = 0.032x^2 + 3.3 \quad \text{Pour } x > 7.07 \quad (\text{I.54})$$

$$x = \sqrt{\frac{2c}{Dt}} \quad \text{et } 2c \text{ (Longueur de la fissure)}$$

a: la profondeur de la fissure

K_{mat} : la ténacité du matériau en $MPa\sqrt{m}$

I.3.2.3 Les fissures circonférentielles dans un tube

Outre des fissures longitudinales on peut rencontrer dans les canalisations, aussi des fissures circonférentielles (voir figure I.19). Ces dernières peuvent se propager sur toute l'épaisseur de la canalisation et sous les différentes sollicitations, elles conduisent à des ruptures brutales.

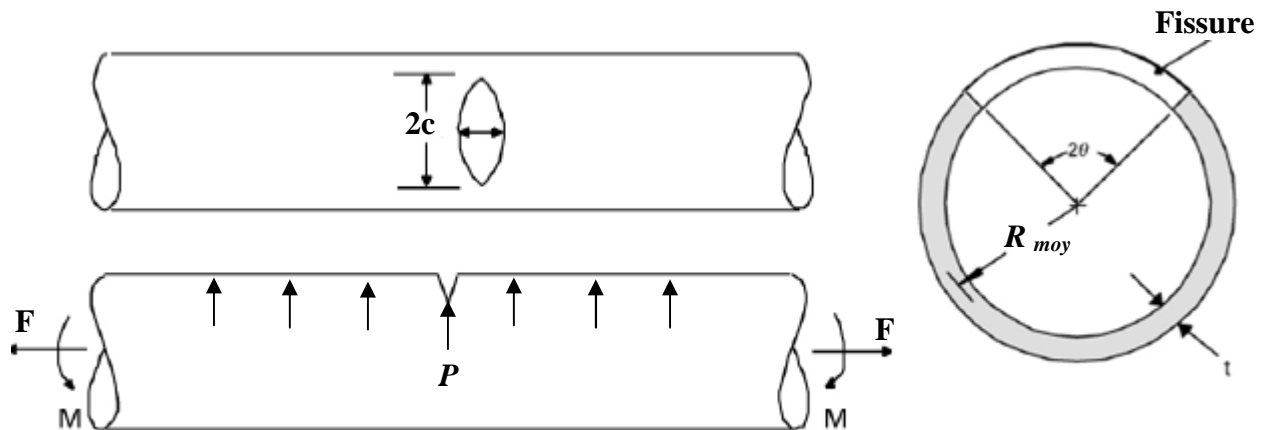


Figure I.19 : Géométrie d'un tube avec une fissure circonférentielle [37]

Le facteur d'intensité de contraintes pour les fissures circonférentielles dans un tube soumis à une force de traction uniaxiale et un moment fléchissant est donné par la formule suivante [37] :

$$K_I = (F_t \sigma_t + F_b \sigma_b) \sqrt{\pi R_m \theta} \quad (\text{I.55})$$

Avec :

- F_t et F_b sont les facteurs géométriques correspondants à σ_t et σ_b qui représentent le facteur d'intensité de contraintes normalisée. Ils augmentent avec l'angle de la fissure et le rapport $\frac{R_{moy}}{t}$.

- σ_t et σ_b sont respectivement la contrainte de traction et de flexion, elles sont données par les deux formules suivantes :

$$\sigma_t = \frac{F}{2\pi R_{moy} t} \quad (I.56)$$

$$\sigma_b = \frac{M}{\pi R_{moy}^2 t} \quad (I.57)$$

Dont : R_{moy} est le rayon moyen du tube

t est l'épaisseur du tube

F et M sont respectivement la force de traction et le moment fléchissant

F est donné par la formule suivant :

$$F = \pi \left(R_{moy} - \frac{t}{2} \right) P \quad (I.58)$$

Avec P est la pression interne du tube.

I.3.3 La mécanique de rupture d'entaille

I.3.3.1 Effet d'entaille en rupture

L'effet d'entaille en rupture peut être représenté graphiquement par le diagramme de Feddersen [38] où la contrainte globale critique est reportée en fonction de la taille du défaut. Ce diagramme est représenté dans la figure I.20 pour le cas des plaques de largeur W contenant une simple fissure latérale de différentes longueurs a en fonction de la profondeur d'entaille non dimensionnelle (a/W).

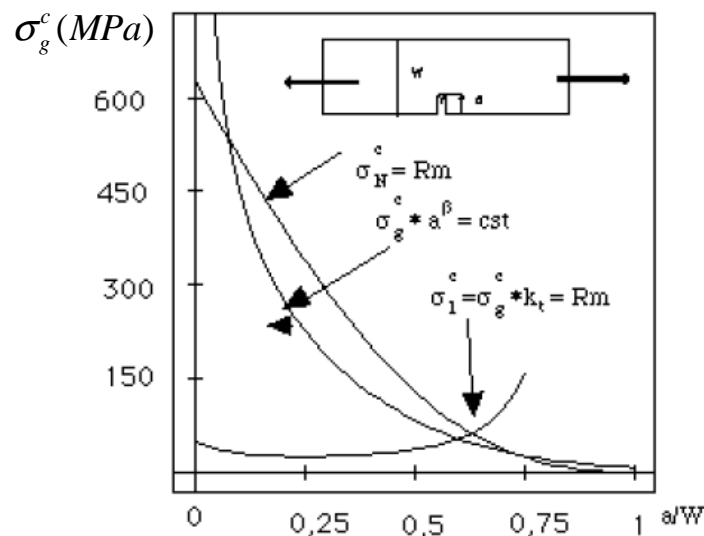


Figure I.20 : Diagramme de Feddersen [38]

Dans le cas d'une ruine plastique, la capacité de supporter une charge du ligament est égale à la contrainte ultime du matériau. La contrainte globale critique varie selon la relation linéaire :

$$\sigma_g^c = R_m \cdot \left(1 - \frac{a}{W}\right) \quad (\text{I.59})$$

Avec : a longueur d'entaille, R_m résistances ultime et W largeur. En présence d'une entaille, la contrainte globale critique varie en fonction de la profondeur d'entaille avec une valeur moindre que celle prédite par l'équation ci-dessous (excepté pour les petits et très grand défauts) :

$$\sigma_{\max} > \sigma_{\text{nom}} > \sigma_g \quad (\text{I.60})$$

Dans le diagramme de Feddersen, on distingue trois critères de rupture :

Ruine plastique (contrainte nominale critique égale à la contrainte ultime),

Pour la rupture fragile, la mécanique linéaire de la rupture montre que le produit de la racine carré de la taille du défaut par la contrainte globale critique est égal à une constante (Griffith

$$\sigma_g^c \sqrt{a} = C_1 \quad (\text{I.61})$$

La sévérité d'une simple entaille est moindre que celle d'une fissure. La relation (61) est modifiée selon :

$$\sigma_g^c a^\beta = C_1 \quad (\text{I.62})$$

Quantitativement l'effet d'entaille est défini comme la différence relative entre simple réduction de ligament et la présence d'une entaille en termes de contrainte globale critique.

L'effet d'entaille (NE) est donné par la relation :

$$NE = \frac{\sigma_{g^*}^c - \sigma_g^c}{\sigma_{g^*}^c} \quad (\text{I.63})$$

$$\sigma_{g^*}^c = R_m \left(1 - \frac{b}{w} \right) \quad (\text{I.64})$$

avec b est le ligament sous entaille.

I.3.3.2 Notion de facteur de concentration de contraintes

Le facteur de concentration de contraintes est le rapport entre la contrainte maximale (σ_{\max}) observée à la racine de l'entaille et la contrainte globale (σ_g) à laquelle la structure est soumise. Ce facteur, noté k_t , est donné par la formule suivante selon Neuber [39]:

$$k_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_g} \quad (\text{I.65.a})$$

Pour d'autres auteurs, le facteur de concentration de contrainte élastique est relié à la contrainte nominale σ_{nom} selon la relation suivante :

$$k_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{nom}} \quad (\text{I.65.b})$$

La définition de la contrainte maximale, de la contrainte globale et de la contrainte nominale est donnée dans la figure I.21 [40]

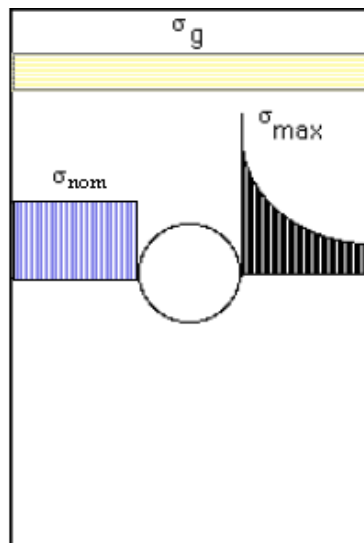


Figure I.21 : Définition de la contrainte globale, maximale et nominale [40]

La sévérité de la concentration de contraintes dépend de la géométrie, de la configuration de l'entaille et du chargement. Lorsqu'on conçoit une structure ou lorsque l'on réalise des assemblages, on cherche toujours à réduire autant que possible les concentrations de contraintes pour éviter notamment les problèmes de rupture par fatigue.

I.3.3.3 Facteur de concentration de contraintes élastoplastique

Lorsqu'on a une concentration de contrainte élevée au voisinage de l'entaille, la contrainte maximale est généralement plastique. Une relaxation de contrainte se produit en fond d'entaille. Neuber [39] a défini alors dans ce cas les facteurs de concentration de contrainte et de déformation élastoplastique K_σ et K_ε selon les formules suivantes:

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{\max, pl}}{\sigma_{nom, el}} < K_t \quad (I.66)$$

$$K_\varepsilon = \frac{\varepsilon_{\max, pl}}{\varepsilon_{nom, el}} > K_t \quad (I.67)$$

σ_{\max} , ε_{\max} , σ_{nom} et ε_{nom} sont respectivement les contraintes maximales, les déformations maximales, les contraintes nominales et les déformations nominales.

La figure ci-dessous (figure I.22) illustre les répartitions des contraintes et des déformations dans une plaque trouée avec formation d'une zone plastifiée localisée au voisinage de la racine du trou.

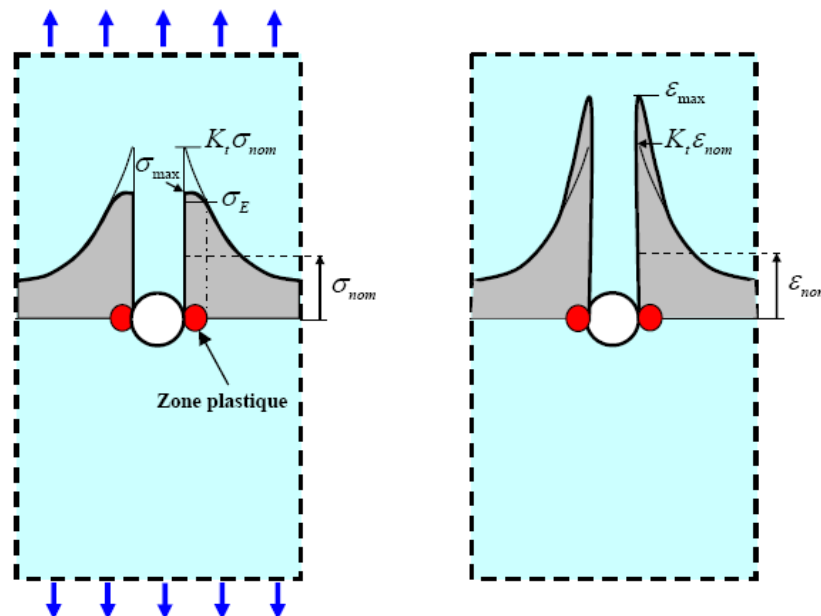


Figure I.22 : Répartition des contraintes et des déformations dans une plaque trouée avec plastification locale au voisinage de la racine du trou

I.3.3.4 Le concept du facteur d'intensité de contraintes d'entaille

Le facteur d'intensité de contraintes est un paramètre spécifique aux fissures, et comme une entaille est différente d'une fissure par son angle et son rayon d'entaille, le concept du facteur d'intensité d'entaille est alors utilisé.

La distribution des contraintes admissibles au voisinage du front d'une fissure proposée par IRWIN [34] est donnée par la relation suivante :

$$\sigma_{ij} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}(\theta) \tag{I.68}$$

K_I est le facteur d'intensité de contrainte. Les paramètres r et θ définis sur la figure I.23, sont les coordonnées polaires de la zone mesurée à partir du fond d'entaille.

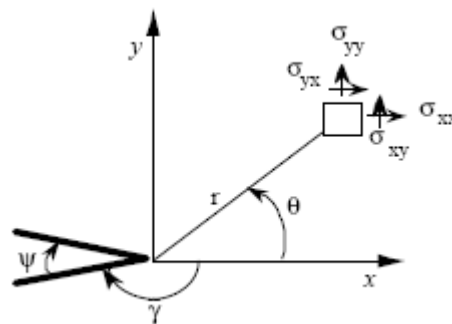


Figure I.23 : Contraintes au fond d'une fissure, modèle adapté par Williams

Williams [41] exprime pour la première fois en 1952, la singularité des contraintes à la pointe d'une entaille infiniment aiguë dans une plaque de longueur infinie.

Les caractéristiques géométriques de la zone près de la pointe de l'entaille représentées sur la figure I.23 sont données par: $\{(r, \theta) / 0 < r; -\gamma < \theta < \gamma\}$

avec :

$$\gamma = \pi - \frac{\psi}{2} \tag{I.69}$$

La distribution des contraintes élastoplastiques en fond d'entaille peut être reportée sur un diagramme bi-logarithmique le long du ligament (figure I.24). Trois zones peuvent être distinguées [16] :

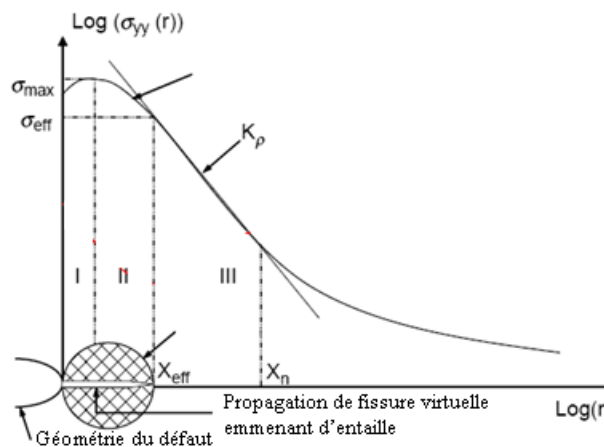


Figure I.24 : Diagramme bi-logarithmique de la distribution des contraintes le long du ligament et le gradient relatif de contraintes [16]

Zone I : elle caractérisée par le fait que la contrainte élastoplastique augmente et elle atteint une valeur maximale. On remarque bien, d'après la figure I.23, que la contrainte n'est pas maximale en fond d'entaille, mais décalée d'une certaine distance.

Zone II : dans cette zone, la contrainte élastoplastique diminue progressivement jusqu'à atteindre une distribution régie par une loi puissance, pour une certaine distance appelée la distance effective.

Zone III : cette zone est caractérisée par l'évolution linéaire de la contrainte élastoplastique dans le diagramme bi-logarithmique et commence à la distance effective. En effet, l'entaille présente une distribution de contrainte similaire à celle d'une fissure après la distance effective [16]. Par conséquent, le facteur d'intensité de contrainte d'entaille est décrit et défini en fonction de la distance effective et de la contrainte effective.

$$K_{\rho} = \sigma_{ef} \sqrt{2\pi X_{ef}} \quad (I.70)$$

avec K_{ρ} , σ_{ef} et X_{ef} sont respectivement, le facteur d'intensité de contraintes d'entaille, la contrainte effective et la distance effective.

La signification de la contrainte et de la distance effectives sera donnée par la suite dans le chapitre III lors de l'application de la méthode volumétrique dans le cas d'un défaut dit combiné.

II.3.3.5 Quelques critères de rupture pour structures entaillées

A partir de la distribution de contraintes en fond d'entaille, deux types de critères de rupture peuvent être utilisés: critère de rupture global et un critère de rupture local [42]. Dans ce cas il n'y a plus de singularité de contraintes en fond d'entaille mais une contrainte maximale.

I.3.3.5.1 Le critère global

Le critère de rupture suppose que dans les conditions critiques, le facteur de d'intensité de contraintes d'entaille prend une valeur critique.

$$K_{\rho} = K_{\rho}^c \quad (I.71)$$

K_{ρ}^c est une mesure de la ténacité qui s'exprime en MPam^{α}

I.3.3.5.2 Le critère local

Le critère local de rupture est basé sur l'hypothèse de la nécessité d'un volume d'élaboration du processus de rupture supposé cylindrique et de taille X_{zp} .

Dans les conditions critiques, les grandeurs suivantes atteignent les valeurs:

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_{\max} = \sigma_c ; X_{zp} = X_c \text{ (entaille aiguë)} \\ X_{zp} = X_{ef} \text{ (entaille émoussée)} \end{array} \right\} \quad (\text{I.72})$$

En effet, dans le cas d'une entaille aiguë, la distance X_{ef} est moindre que la distance caractéristique X_c correspondant à une unité microstructurale (taille de grain par exemple) qui intervient dans le calcul de la ténacité selon la formule :

$$K_{\rho}^c = \sigma_c^* \cdot (2\pi X_c)^{\alpha} \quad (\text{I.73})$$

Dans le cas d'une entaille émoussée, elle est supérieure à X_c et dépend du rayon d'entaille :

$$K_{\rho}^c = \sigma_c^* \cdot (2\pi X_m(\rho))^{\alpha} \quad (\text{I.74})$$

II.3.3.6 Estimation des contraintes résiduelles près d'une entaille

Dans les structures en service, il est possible que des surcharges accidentelles induisent des contraintes résiduelles à la racine des entailles. Une détermination analytique de ces contraintes est extrêmement délicate et on a souvent recours à des techniques de calculs utilisant la méthode des éléments finis. Cependant, une estimation approchée des contraintes maximales peut être fournie en adoptant l'hypothèse de Neuber [39].

Lorsque les contraintes maximales restent inférieures à la limite d'élasticité du matériau d'une structure, les déformations sont proportionnelles à ces contraintes et on a alors :

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= K_t \sigma_{nom} \\ \varepsilon_{\max} &= \frac{\sigma_{\max}}{E} = \frac{K_t \sigma_{nom}}{E} = K_t \varepsilon_{nom} \end{aligned} \quad (\text{I.75})$$

Neuber [39] a formulé une hypothèse qui consiste à admettre que le produit des facteurs de concentration de contrainte et de déformation élastoplastique est égal au carré du facteur de concentration de contrainte élastique; elle est donnée par la relation empirique suivante :

$$K_{\sigma} K_{\varepsilon} = K_t^2 \quad (\text{I.76})$$

Neuber [39] a montré la validité de son postulat pour des arbres chargés en torsion avec entailles hyperboliques. Son hypothèse est utilisée depuis pour donner, pour tout type d'entaille, une estimation des contraintes résiduelles, qui reste raisonnable tant que la plastification à la racine de l'entaille demeure modérée.

La figure I.25 illustre l'équilibre des contraintes résiduelles dans une plaque trouée et chargée de telle sorte que la contrainte maximale σ_{max} à la racine du trou dépasse la limite d'élasticité du matériau.

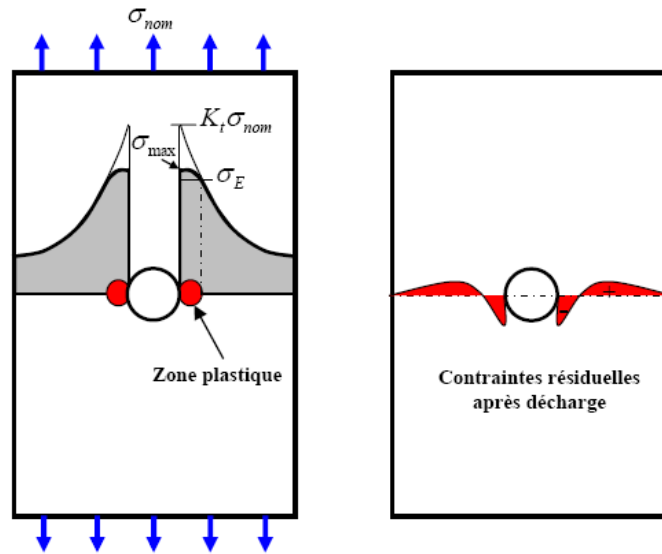


Figure I.25 : Equilibre des contraintes résiduelles dans une plaque trouée

A l'aide de la figure suivante, une détermination graphique des contraintes résiduelle est possible.

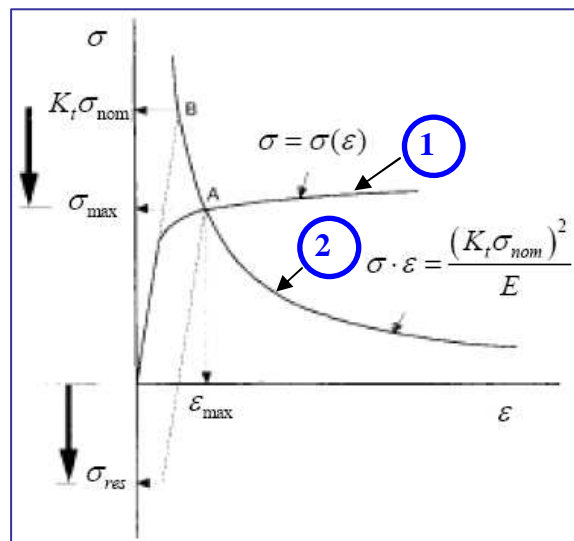


Figure I.26 : Procédure de détermination graphique des contraintes σ_{max} et σ_{res}

La courbe N° 1 donnée par l'équation $\sigma = \sigma(\epsilon)$ représente la loi de comportement du matériau, la seconde donne la distribution élastique des contraintes. Le point B de la courbe 2 donne la contrainte maximale dans le cas de la distribution élastique. Le point A, donne la contrainte maximale dans le cas d'une loi de comportement élastoplastique.

La différence entre l'ordonnée σ_A de la courbe 2 du point A et celle du point B de la courbe 1 donne la contrainte résiduelle σ_{res} de compression :

$$\sigma_{res} = \sigma_A - \sigma_B = \sigma_A - K_t \sigma_{nom} \tag{I.77}$$

I.4 Les différents modèles de rupture disponibles pour les enfoncements et les éraflures

Lorsqu'un corps étranger agresse une canalisation, il peut provoquer l'un des trois défauts suivant : soit un enfoncement seul, soit une éraflure seule soit l'association des deux en même temps. Les outils utilisés pour contrôler la nocivité de ces défauts sont adaptés et choisis selon le type du défaut rencontré.

I.4.1 Cas d'un enfoncement seul

Les enfoncements dans les canalisations ne sont pas les défauts les plus sévères, néanmoins la question de leur nocivité se pose toujours : est ce qu'un enfoncement peut réellement affecter la pression d'éclatement de la canalisation ?

Le premier paramètre d'influence d'un enfoncement est sa profondeur. Néanmoins, la forme géométrique de ce dernier peut aussi avoir une influence significative et elle a une relation directe avec la forme du corps étranger qui impacte le pipeline. Des études ont montrées qu'un enfoncement qui se trouve dans un joint soudé n'a pas la même influence sur la pression d'éclatement que celui qui est en éloigné [3,5].

Il n'y pas à ce jour de méthode analytique publiée qui permette d'évaluer la pression d'éclatement d'un pipeline contenant un enfoncement seul et simple. Des résultats d'essais d'éclatement sont utilisés pour déterminer une limite empirique d'acceptabilité d'un enfoncement simple.

British gaz a déclaré qu'une profondeur inférieur ou égale à 8 % du diamètre extérieur d'un pipeline (et qui peut aller jusqu'à 24%) affecte très faiblement la pression d'éclatement d'un pipeline [24, 43, 44].

Des études récentes ont été menées par l'EPRG qui montrent qu'un enfoncement situé "loin" par rapport à un joint de soudure avec une profondeur allant jusqu'à 10% du diamètre extérieur du pipeline ne conduit pas à la rupture en appliquant une contrainte de membrane inférieur à 72% de la limite d'élasticité [5, 25].

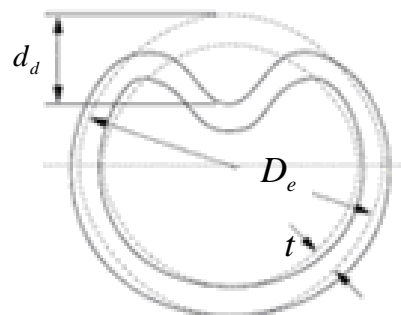


Figure I.27 : Allure d'un enfoncement simple sur un pipeline

La limite d'acceptabilité d'un enfoncement dans ce cas est donnée par la formule empirique

$$\text{suivante :} \quad \frac{d_d}{D_e} \leq 10\% \quad (\text{I.78})$$

Avec :

- d_d est la profondeur maximale de l'enfoncement à l'instant de l'endommagement dans le cas d'une canalisation non soumise à une pression interne, en (mm)
- D_e est le diamètre extérieur du pipeline, en (mm).

La pression interne dans les canalisations pousse l'enfoncement vers l'extérieur. Ainsi la mesure de la profondeur d'un enfoncement dans le cas d'un pipeline en service (sous pression) doit être corrigée avant l'application de critère précédent. L'EPRG a trouvée une relation empirique entre la profondeur de l'enfoncement dans le cas d'une canalisation non pressurisée et celle soumise à une pression interne, cette relation est donnée par la formule suivante:

$$d_d = 1.43d_d^p \quad (\text{I.79})$$

Cependant, selon l'EPRG, le critère donné par l'équation (I.78) est modifié dans le cas de l'application d'une pression interne par [5, 25]:

$$\frac{d_d^p}{D_e} \leq 7\% \quad (\text{I.80})$$

Dans les deux équations (I.79) et (I.80), d_d^p est la profondeur de l'enfoncement dans le cas d'un tube sous pression et D_e est le diamètre externe du tube.

Dépendant de la géométrie de l'enfoncement, du diamètre du pipeline et de son épaisseur, le retour élastique n'est pas présent dans tous les cas [5, 25].

La profondeur d'un enfoncement acceptable sera inférieure aux deux limites données par les équations (I.74) et (I.76) si l'enfoncement est sollicité par un chargement cyclique.

I.4.2 Cas d'une éraflure seule

L'évaluation de la pression d'éclatement des canalisations présentant des défauts externes (éraflure, indentation, rayure, ...) date des années 60 et 70 (Institut Battelle, équations NG-18 [12]).

Un critère de rupture a été développé et validé à partir de résultats d'essais d'éclatements. Les défauts sont simulés par des entailles usinées en V orientées longitudinalement. Les équations de NG-18 sont les plus performantes pour évaluer les canalisations contenant des éraflures.

Ces mêmes équations ont été recommandées par l'EPRG pour l'évaluation des canalisations ayant subi des endommagements mécaniques [25].

La contrainte circonférentielle critique σ_{θ}^c relative à la zone à défaut est donnée par [12] :

$$\sigma_{\theta}^c = \sigma_f \left[\frac{1 - \frac{a_g}{t}}{1 - \frac{a_g}{t} \left(\frac{1}{M_F} \right)} \right]$$

(I.81)

avec : - σ_f est la contrainte d'écoulement du matériau, cette contrainte est donnée par un concept empirique pour tenir compte de la capacité d'érouissage du matériau. Elle est généralement donnée par la formule :

$$\sigma_f = \frac{\sigma_y + R_m}{2} \quad (\text{I.82})$$

avec - σ_y est la limite élastique du matériau

- R_m est la résistance à rupture

- a_g est la profondeur de l'éraflure.

- M_F est le facteur de Folias ; une correction pour tenir compte de la courbure de membrane.

La solution analytique du facteur de Folias se présente sous la forme d'une série infinie: trois approximations généralement utilisées sont données ci-dessous:

$$M_{F1} = \sqrt{1 + 0.26 \left(\frac{2c}{\sqrt{Rt}} \right)^2} \quad (\text{I.83})$$

✚ Cette approximation est proche de celle donnée par ASME B31G; elle est valable pour $\frac{2c}{\sqrt{Rt}} > 8$.

$$M_{F2} = \sqrt{1 + 0.314 \left(\frac{2c}{\sqrt{Rt}} \right)^2 - 0.00084 \left(\frac{2c}{\sqrt{Rt}} \right)^4} \quad (\text{I.84})$$

✚ Approximation utilisée par ASME B31G modifié et RSTRENG.

$$M_{F3} = \sqrt{1 + 0.40 \left(\frac{2c}{\sqrt{Rt}} \right)^2} \quad (\text{I.85})$$

✚ Approximation utilisée par ASME B31G

I.4.3 Cas d'un défaut combiné (enfoucement + éraflure)

Nous avons précédemment mentionné qu'un enfoucement est une déformation plastique permanente de la section de la canalisation due à un contact avec un corps étranger. Ce même contact peut aussi provoquer un enlèvement de matière. Dans ce cas, on se retrouve dans une situation où l'on a affaire à un défaut combiné (un enfoucement + une éraflure). Ce type de défaut est très compliqué car il implique des non linéarités géométriques et matérielles. Ces non linéarités sont dus essentiellement à des modifications locales des propriétés mécaniques du matériau ainsi que la géométrie du tube tel que la réduction d'épaisseur.

Les canalisations ayant des indentations et des éraflures présentent une concentration de contraintes élevée, un amincissement de la paroi, début de fissure, ...etc.

Le mouvement de l'indentation vers l'extérieur sous l'effet de la pression interne favorise l'amorçage et la croissance des fissures à la base de l'éraflure [5, 24, 25].

L'API 579 [19], stipule que l'enfoucement va disparaître sous l'effet de la pression interne, mais cela n'est pas toujours observé dans tous les cas. Cependant, si l'enfoucement demeure sous pression interne de service, la profondeur utilisée dans les différentes évaluations à rupture est alors donnée par la formule suivante :

$$d_d = d_d^p \left(-0.22 \ln \left[\frac{\sigma_\theta}{\sigma_f} \right] \right)^{-1} \quad (I.86)$$

Avec : - d_d est la profondeur maximale de l'enfoucement à l'instant de l'endommagement en (mm)

- d_d^p est la profondeur de l'enfoucement après retour élastique en (mm).

- σ_θ est la contrainte circonférentielle associée à l'enfoucement en (MPa).

- σ_f est la contrainte d'écoulement plastique en (MPa), elle est donnée par la formule

$$\text{suivante : } \sigma_f = \sigma_y + 69 \text{MPa}$$

Les relations empiriques pour prédire la pression d'éclatement d'une indentation contenant une éraflure dans une canalisation sont proposées par plusieurs auteurs et codes : British Gas [24, 43, 45], EPRG [25], Battelle [21, 36]. API 579 [19], ...

Les deux modèles les plus utilisés pour la prédiction de la contrainte de rupture d'une canalisation présentant un enfoucement associé à une éraflure sont :

1. Le facteur empirique Q développé par Battelle institut [21, 36].
2. Le modèle indentation-éraflure (dent-gouge) développé par British gaz et adopté par EPRG [25, 45, 46].

I.4.3.1 Le modèle du facteur empirique Q

Les chercheurs de Battelle institut ont développé un modèle empirique pour la prédiction de la pression d'éclatement d'une canalisation présentant un enfoncement associé à une éraflure. Ce modèle est basé sur 30 essais d'éclatement de tubes [21, 36, 47, 48]. Les défauts sont réalisés à pression nulle. La contrainte de rupture normalisée par la contrainte d'écoulement est reliée à un paramètre empirique appelé Q .

Le facteur Q est défini comme une fonction de l'énergie d'impact Charpy, de la profondeur de l'enfoncement, de la longueur de l'éraflure et de sa profondeur. L'équation est donnée comme suit :

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_f} = \frac{(Q-300)^{0.6}}{90} \quad (\text{I.87})$$

$$Q = \frac{Cv}{\left(\frac{d_d}{2R_e}\right)(2c)\left(\frac{a_g}{t}\right)} \quad (\text{I.88})$$

$$\sigma_f = \sigma_y + 69 \text{ MPa} \quad (\text{I.89})$$

σ_r : La contrainte à rupture

σ_f : La contrainte d'écoulement

σ_y : La limite d'élasticité

d_d : La profondeur de l'enfoncement, en (mm),

$2c$: La longueur du défaut (éraflure), en (mm),

R_e : Rayon externe du pipeline, en (mm).

I.4.3.2 Le modèle dent-gouge de British Gaz

Le modèle enfoncement + éraflure s'applique à un enfoncement axialement orienté avec une largeur constante et contenant une entaille simple aigue, infiniment longue et située à la base de l'enfoncement. Les longueurs de l'enfoncement et de l'éraflure ne sont pas considérées. La formule suivante est utilisée [25]:

$$\frac{\sigma_\theta}{\sigma_f} = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} \left[\exp \left\{ 113 \frac{1.5\pi E}{\sigma_f^2 A a_g} \left[Y_1 \left(1 - 1.8 \frac{d_d}{D_e} \right) + Y_2 \left(10.2 \frac{R d_d}{t D_e} \right) \right]^{-2} \exp \left[\frac{\ln(0.738 C_v) - K_1}{K_2} \right] \right\} \right] \quad (\text{I.90})$$

$$\left. \begin{aligned}
 \sigma_f &= 1.15\sigma_0 \left(1 - \frac{a_g}{t}\right) \\
 Y_1 &= 1.12 - 0.23 \left(\frac{a_g}{t}\right) + 10.6 \left(\frac{a_g}{t}\right)^2 - 21.7 \left(\frac{a_g}{t}\right)^3 + 30.4 \left(\frac{a_g}{t}\right)^4 \\
 Y_2 &= 1.12 - 1.39 \left(\frac{a_g}{t}\right) + 7.32 \left(\frac{a_g}{t}\right)^2 - 13.1 \left(\frac{a_g}{t}\right)^3 + 14 \left(\frac{a_g}{t}\right)^4 \\
 K_1 &= 1.19 \\
 K_2 &= 0.57 \\
 d_d &= 1.43 d_d^p
 \end{aligned} \right\} \quad (I.91)$$

Ce modèle est basé essentiellement sur des essais d'éclatement où les défauts ont été réalisés à pression nulle. K_1 et K_2 sont deux facteurs de correction. Il faut bien noter que cette correction est basée sur un nombre limité d'essais.

Ce modèle comprend deux termes : le premier prend en compte la traction sur le tube, le second le moment fléchissant.

Y_1 et Y_2 sont deux fonctions de correction géométrique d'un défaut de type fissure dans une plaque soumise à l'effet du chargement par une contrainte de membrane et une contrainte de flexion.

Dans l'équation (90) :

- Y_1 multiplié par le premier terme est une correction de la contrainte de membrane dans un enfoncement.

- Y_2 multiplié par le second terme est une correction de la contrainte de flexion dans un enfoncement.

British Gaz, recommande ce modèle pour évaluer la pression d'éclatement dans le cas d'une canalisation contenant un enfoncement et une éraflure orientée axialement. Néanmoins, le modèle (enfoncement + éraflure) ne donne pas d'estimation de la limite inférieure de la pression d'éclatement (contrainte à rupture) dans le cas d'un défaut combiné [25].

L'étude du défaut combiné (enfoncement + éraflure) est donc très compliquée. La morphologie de l'endommagement est telle que même les techniques d'inspections aux ultrasons ne sont pas fiables [10].

I.4.3.3 Gamme d'applicabilité du modèle "dent-gouge"

Les résultats de calculs donnés par le modèle "dent-gouge" sont comparés aux résultats expérimentaux de 162 essais d'éclatement à grande échelle sur des anneaux contenant des défauts combinés (enfonceur + éraflure). Les différentes caractéristiques géométriques et mécaniques des défauts et des nuances étudiées sont résumées dans le tableau ci-dessous [10]. Cela permet de donner une idée sur la portée d'applicabilité de ce modèle.

Diamètre du pipeline, mm	216.3 - 1066.8
Épaisseur du pipeline (t), mm	4.8 - 20
Rapport $2R_e/t$	33.6 - 107.7
Type de Nuance d'acier (API 5L)	X42 - X65
Limite d'élasticité, MPa	279.2 - 543.3
La résistance ultime du matériau, MPa	475 - 701.2
Energie d'impact de Charpy (2/3 épaisseur), J	16.3 - 130.7
Profondeur enfonceur d_d , mm	1.5 - 146.5
Rapport d_d/D_e	0.42 - 18
Profondeur de l'entaille (éraflure, a_g), mm	0.18 - 6.1
a_g/t	0.014 - 0.51
Longueur de l'entaille ($2c$), mm	50.8 - 810
Pression d'éclatement, Bars	9.72 - 252.4
Contrainte à rupture, Mpa	29.2- 626.8

Tableau I.3 : Conditions pour l'application du modèle "dent-gouge"

I.5 Conclusion du chapitre I

Les canalisations transportant des gaz et des fluides contiennent souvent des défauts pouvant conduire à leur rupture. Ces défauts sont classés en cinq types majeurs : les piqures et cratères de corrosion, les fissures, les entailles (éraflures), les enfoncements (indentations) et les défauts dits combinés (enfoncements+éraflures).

La différence de géométrie et de nature des défauts ont amené les chercheurs à créer des outils spécifiques pour chaque type de défaut en se basant sur l'analyse limite, la mécanique de rupture et la mécanique de rupture d'entaille, ainsi que l'analyse par éléments finis et l'expérimentation.

L'étude bibliographique réalisée correspond à l'état de l'art sur les différents types de défauts contenus dans les canalisations rencontrés dans la littérature ainsi que les outils adaptés pour l'analyse et le contrôle de la nocivité de ces défauts. On s'est attaché plus particulièrement aux deux types de défauts suivants : les enfoncements et les défauts dits combinés (enfoncements + éraflures).

En ce qui concerne les enfoncements seuls, à ce jour aucun modèle analytique ne prévoit la profondeur critique de ce dernier à l'exception des travaux réalisés par l'EPRG et British gaz basés sur des essais expérimentaux.

Ils suggèrent une profondeur critique d'un enfoncement seul et simple égale à 10% du diamètre extérieur du pipeline dans le cas où il n'est pas sous pression interne et à 7% du diamètre extérieur du pipeline dans le cas où il est soumis à une pression interne.

En parallèle des études menées sur les enfoncements seuls, les défauts dits combinés (enfoncement + éraflure) sont aussi un sujet qui préoccupe de plus en plus les chercheurs [9, 26, 27, 31], car ce type de défaut est considéré comme plus dangereux qu'un enfoncement seul en raison de la diminution de l'épaisseur due à l'éraflure ou à la griffure qui est supposée se trouver à la base de l'enfoncement.

I.6 Références bibliographiques du chapitre I

- [1] **D. C. Brooker**, “Denting of pressurised pipelines under localised radial loading“, *International Journal of Mechanical sciences* Vol. 46, 1783-1805, 2004.
- [2] **K.A. Macdonald, A. Cosham, C.R. Alexander and P. Hopkins**, “Assessing mechanical damage in offshore pipelines – Two case studies“, *Engineering Failure Analysis*, In Press, Corrected Proof, Available online 21 December 2006.
- [3] **A. Cosham, P. Hopkins**, “The effect of dents in pipelines - guidance in the pipeline defect assessment manual“, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Volume 81, Issue 2, February, Pages 127-139, 2004.
- [4] **A. Palmer, M. Touhey, S. Holder, M. Anderson and S. Booth**, “Full-scale impact tests on pipelines“, *International Journal of Impact Engineering*, Volume 32, Issue 8, August 2006, Pages 1267-1283.
- [5] **A. Keith Escoe**, “Piping and Pipelines assessment guide, Volume I“, *British Library Cataloguing-in-Publication Data*, ELSEVIER 2006.
- [6] **R. J. Eiber, W. A. Maxey, C. W. Bert, and G. M. McClure**, “The Effects of Dents on the Failure Characteristics of Linepipe“, *Battelle Columbus Laboratories, NG-18, Report No. 125, AGA Catalogue No. L51403*, 1981.
- [7] **B. N. Leis, R. B. Francini, R. Mohan, D. L. Rudland, R. J. Olsen**, “Pressure displacement behaviour of transmission pipelines under outside Forces-Towards a servicibility criterion for mechanical damage“, *Procs. Eighth Int. Offshore and Polar Engineering Conf., Montreal*, 60–67, 1998.
- [8] **C.R. Alexander**, “Review of experimental and analytical investigations of dented pipelines, in ‘Operations, Applications and Components‘, *PVP-Vol. 395*, (eds), 1999.
- [9] **J. Blachut, I.B. Iflefel**, “Collapse of pipes with plain or gouged dents by bending moment“, *International journal of Pressure Vessel and piping*, doi10.1016/j.ijpvp.04.007, 2007.
- [10] **K.A. Macdonald, A. Cosham**, “Best practice for the assessment of defects in pipelines – gouges and dents“, *Engineering Failure Analysis* Vol.12, 720–745, 2005.
- [11] **A. A. Griffith**, *Phil Trans. Roy. Soc. London*, A.221, pp163-198, 1920.
- [12] **J. F. Kiefner, W. A. Maxey, R. J. Eiber, A.R. Duffy**, “Failure stress loads of flaws in pressurised cylinders“, *ASTM STP vol. 536. Philadelphia*, p. 461–81, 1973.
- [13] **ASME B31G-1991**, *Manual for determining the remaining strength of corroded pipelines*, The American Society of Mechanical Engineers, New York, USA, 1991.
- [14] **A. Cosham, P. Hopkins**, “The Pipeline Defect Assessment Manual“, *International Pipeline Conference, Calgary, Alberta, Canada*, 2002.

- [15] **G. Pluinage**, “Méthodes d’analyse limite pour les tuyaux présentant des défauts tels des cratères de corrosion, des fissures et des indentations“, Forum Alpha Hydrogène, 2005.
- [16] **H. Adib-Ramezani, J. Jeong, G. Pluinage**, “Structural integrity evaluation of X52 gas pipes subjected to external corrosion defects using the SINTAP procedure“, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 83, Issue 6, Pages 420- 432, 2006.
- [17] **J. B. Choi, B. K. Goo, J. C. Kim, Y. J. Kim and W. S. Kim**, “Development of limit load solutions for corroded gas pipelines“, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 80, Issue 2, Pages 121-128, February 2003.
- [18] Effets du magnétisme terrestre, Commission géologique de Canada, 2008.
- [19] Fitness-for-Service. API Recommended Practice 579, 1st ed. American Petroleum Institute, January 2000.
- [20] **A. El Hakimi**, “Etude numérique et expérimentale de la nocivité des coques cylindriques et sphériques sous pression“, Thèse de Doctorat, 2006.
- [21] **M. E. Mayfield, W. A. Maxey, and G. M. Wilkowski**, “Fracture Initiation Tolerance of Line Pipe“, Paper F, 6th Symposium on Line Pipe Research, American Gas Association, Houston, Texas, 1979.
- [22] **W. A Maxey et al**, “Ductile fracture initiation, propagation and arrest in cylindrical pressure vessels“. ASTM, STP 514, 1972.
- [23] **G. T Hahn., M. Sarrate, A. R. Rosenfeld**, “Criteria for crack extension in cylindrical pressure vessels“, Int. J. Fract. Mech., 5:187–210, 1969.
- [24] **P. Hopkins, I. Corder, P Corbin**, “The resistance of gas transmission pipelines to mechanical damage“, international conference on pipelines reliability, 1992.
- [25] **D. G. Jones**, “The Significance of Mechanical Damage in Pipelines“, 3R International, 21, Jahrgang, Heft, 1982.
- [26] **P. Roovers, R. Bood, M. Galli, , U. Marewski, , M. Steiner, , and M. Zaréa**, “EPRG Methods for Assessing the Tolerance and Resistance of Pipelines to External Damage” Pipeline Technology, Volume II, Proceedings of the Third International Pipeline Technology Conference, Brugge, Belgium, R. Denys, Ed., Elsevier Science, pp. 405-425, 2000.
- [27] **DNV-RP-F101**, Corroded pipelines, Det Norske veritas, 1999.
- [28] **SINTAP (Structural, INTegrity Assesment Procedures for European Industry)**, Final Version, Nov.1999.
- [29] **M. Staat**, “Local and global collapse pressure of longitudinally flawed pipes and cylindrical vessels“, International Journal of Pressure Vessels and Piping Vol.82, pages 217-225, 2005.
- [30] **A.G. Miller**, “Review of limit loads of structures containing defects. Int. J Pressure Vessels Piping“, 32:197–327, 1988.

- [31] **M. Staat**, “Plastic collapse analysis of longitudinally flawed pipes and vessels“, Nuclear Engineering and Design, vol.234, 25-43, 2004.
- [32] **J.H. Liu, A. Francis**, “Theoretical analysis of local indentation on pressured pipes“, International Journal of Pressure Vessel and Piping, vol. 81, 931- 939, 2004.
- [33] **I.V. Orynyak , L. S. Shlapak**, “Estimation of the limiting pressure in a pipe with an indentation“, Strength of material, Vol. 33, N° 5, 2001.
- [34] **G.R. Irwin**, “Analysis of stresses and strain near the end of a crack traversing a plate“, Trans ASME Journal of Applied Mechanics, 24, pp 361-364, 1948.
- [35] **Y. Bai, R. Song**, “Fracture assessment of dented pipes with cracks and reliability-based calibration of safety factor“, Int. J. Pres. Ves. & Piping 74, 221-229, 1997.
- [36] **W.A. Maxey**, “Outside Force Defect Behaviour“, Report to Line Pipe Research Supervisory Committee of the Pipeline Research Committee of the American Gas Association, NG-18 Report No. 162, AGA Catalogue No. L51518, Battelle, 1986
- [37] **Y. Takahashi**, “Evaluation of leak-before-break assessment methodology for pipes with a circumferential through-wall crack. Part I: stress intensity factor and limit load solutions“, international journal of pressure vessels and piping. Vol. 79, 385-392, 2002.
- [38] **C.E. Feddersen**, “Evaluation and prediction of residual strength of center cracked tension panels“, ASTM STP 486, P50, 1970.
- [39] **H. Neuber**, “Theory of stress concentration for shear strained prismatic bodies with an arbitrary non linear strain stress law“, Trans. ASME, 540-550, 1961.
- [40] **G. Pluinage**, Cours de Mécanique de la rupture d’entaille, Niveau Master, 2006.
- [41] **M.L. Williams**, Stress singularity resulting from boundary conditions in angular corners of plates in extension, Journal of Applied Mechanics, Vol. 19, N°4, pp 526-528, 1952.
- [42] **G. Pluinage**, “Rupture et fatigue amorcées à partir d’entaille,- application du facteur d’intensité d’entaille“, Revue française de mécanique, N° 1997-1, 1997.
- [43] **P. Hopkins, D. G. Jones, A. J. Clyn**, “The significance of dent in transmission pipelines“, Second conference on pipe work, engineering & operation“, 1989.
- [44] **P Hopkins, P. A Corbin**, “Study of external damage of pipelines“, In: Paper 5, NG 18/EPRG seventh joint biennial technical meeting on line pipe research, Calgary, Alberta, Canada; 1988.
- [45] **P. Hopkins**, “The application of fitness for purpose methods to defects detected in offshore transmissions pipelines“, Int. Conference on welding and weld performance in the process industry, London; 1992.
- [46] **M. Staat, D. K. Vu**, “Limit loads of circumferentially flawed pipes and cylindrical vessels under internal pressure“, International Journal of Pressure Vessels and Piping, p 1–9, 2005.

- [47] **R. J. Eiber, W. A. Maxey, C. W. Bert, and G. M. McClure**, “The Effects of Dents on the Failure Characteristics of Linepipe“, Battelle Columbus Laboratories, NG-18, Report N°. 125, AGA Catalogue No. L 51403, 1981.
- [48] **I.B. Iflefel, D.G. Moffat, J. Mistry**, “The interaction of pressure and bending on dented pipe“, International Journal of Pressure Vessels and Piping, vol. 82, 761–769, 2005.
- [49] **E.A. de Carvalho**, Stress concentration factors for an internally pressurized circular vessel containing a radial U-notch, International Journal of Pressure Vessels and Piping, vol. 82, 517- 521, 2005
- [50] **A. Carpinteri, R. Brighenti, S. Vantadori**, “Circumferentially notched pipe with an external surface crack under complex loading“, International Journal of Mechanical Sciences, vol. 45, 1929–1947, 2003.
- [51] **H.F. Chen, D. Shu**, “Simplified limit analysis of pipelines with multi-defects“, Engineering Structures, Volume 23, Issue 2, 207-213, 2001.
- [52] **A. C. Nyongue**, “Comportement à la rupture des matériaux fragiles sous sollicitations dynamiques, Application sur le verre“, Thèse de doctorat, Université de Metz, 2001.
- [53] **S. de Luna, J Fernandez, J.L. Sa´ez, P. Castellanos, C. Navarro**, “An analysis of the static and dynamic fracture behaviour of a pipeline steel“, International Journal of Pressure Vessels and Piping, vol. 77, 691- 696, 2000.
- [54] **G. Pluinage, V. Sapounov**, Rupture de tubes endommagés Ed CEPADUES, 2002.

Chapitre II : Étude de l'influence d'un enfoncement **sur la pression d'éclatement d'une canalisation**

Tout grand progrès scientifique est né d'une
nouvelle audace de l'imagination.

(John Dewey)

Sommaire du Chapitre II

II.0	<u>Introduction</u>	60
II.1	<u>Etude expérimentale</u>	60
II.1.1	<u>Caractérisation du matériau</u>	61
II.1.2	<u>Réalisation des enfoncements</u>	67
II.1.3	<u>Préparation des réservoirs pour les essais d'éclatement</u>	69
II.1.3.1	Assemblage tube +fond bombé	69
II.1.3.2	Instrumentation des réservoirs avec enfoncement.....	70
II.1.3.2.1	Définition d'une jauge d'extensométrie	70
II.1.3.2.2	Principe de mesure des déformations par jauges d'extensométrie.....	71
II.1.3.2.3	Collage des rosettes sur les réservoirs	72
II.1.4	<u>Réalisation des essais d'éclatements</u>	74
II.1.4.1	Introduction	74
II.1.4.2	Résultats de mesure des jauges extensométriques.....	75
II.1.4.2.1	Résultats de mesures des jauges du premier réservoir	75
II.1.4.2.1.1	Résultats de mesures données par la rosette R1 (J1, J2, J3).....	75
II.1.4.2.1.2	Résultats de mesures données par la rosette R2 (J4, J5, J6).....	76
II.1.4.2.1.3	Résultats de mesures données par la rosette R3 (J7, J8, J9).....	77
II.1.4.2.2	Résultats de mesures des jauges du second réservoir.....	78
II.1.4.2.2.1	Résultats de mesures données par la rosette R4 (J10, J11, J12).....	78
II.1.4.2.2.2	Résultats de mesures données par la rosette R5 (J13, J14, J15).....	79
II.1.4.3	Résultats des essais d'éclatements et rupture des réservoirs	80
II.2	<u>Etude Numérique</u>	81
II.2.1	<u>Introduction</u>	81
II.2.2	<u>Modèles étudiés</u>	81
II.2.2.1	Modélisation de l'essai d'enfoncement tel qu'il est réalisé au laboratoire..	82
II.2.2.1.1	Géométrie étudiée.....	82
II.2.2.1.2	Matériaux, Maillage, Chargement et conditions aux limites.....	83
II.2.2.1.3	Résultats de simulation de l'essai d'enfoncement tel qu'il est réalisé au Laboratoire.....	85
II.2.2.1.3.1	Courbes numériques Charge-Déplacement	85
II.2.2.1.3.2	Résultats numériques de l'ensemble des jauges des deux réservoirs ..	86
	i. Résultats numériques par rapport à R1 (Réservoir 1).....	86
	ii. Résultats numériques par rapport à R2 (Réservoir 1).....	87
	iii. Résultats numériques par rapport à R3 (Réservoir 1).....	87
	iv. Résultats numériques par rapport à R4 (Réservoir 2).....	88
	v. Résultats numériques par rapport à R5 (Réservoir 2).....	88
II.2.2.1.4	Comparaison des résultats numériques et expérimentaux	89

II.2.2.1.4.1	Comparaison courbes charge-déplacement expérimentale et numérique	89
II.2.2.1.4.2	Comparaison calculs et mesures de la rosette R1	90
II.2.2.1.4.3	Comparaison calculs et mesures de la rosette R2.....	91
II.2.2.1.4.4	Comparaison calculs et mesures de la rosette R3.....	91
II.2.2.1.4.5	Comparaison calculs et mesures de la rosette R4.....	92
II.2.2.1.4.6	Comparaison calculs et mesures de la rosette R5.....	92
II.2.2.2	Simulation numérique d'un tube enfoncé après palpée.....	93
II.2.2.2.1	Comparaison des déformations calculées "à proximité" de l'enfoncement	95
II.2.2.2.2	Comparaison des déformations calculées "loin" de l'enfoncement	95
II.3	<u>Prévision et modélisation de la rupture des réservoirs enfoncés et mise sous Pression</u>	97
II.3.1	<u>Utilisation d'un critère de rupture ductile</u>	98
II.3.2	<u>Identification des constantes "C₁" et "C₂" du critère d'Oyane</u>	99
II.3.2.1	Simulation numérique d'un essai de traction en déformations planes	100
II.3.2.2	Prévision de la rupture d'une canalisation enfoncée soumise à une pression interne.....	103
II.4	<u>Conclusion du chapitre II</u>	108
II.5	<u>Références bibliographiques du chapitre II</u>	109

II.0 Introduction

Ce chapitre est dédié à l'étude de l'influence d'un enfoncement simple sur la pression d'éclatement d'un réservoir. Comme on l'a vu dans le chapitre I, il existe dans la littérature, une règle purement empirique qui fixe la profondeur critique d'un enfoncement simple à 10% du diamètre du pipeline [1, 2]. L'étude réalisée dans cette perspective se décompose en deux parties :

- Une étude expérimentale qui décrit le processus expérimental suivi pour la réalisation des enfoncements sur un tube et par la suite la mise sous pression pour les faire éclater.
- Une étude numérique réalisée en parallèle à l'étude expérimentale qui reprend exactement les différentes étapes du processus expérimental à des fins de comparaison.

Pour appuyer l'étude expérimentale, au cours des essais d'éclatement, on a instrumenté nos tubes à l'aide de rosettes de déformation bi et tri-directionnelles dans des zones "proches" et "éloignées" de l'enfoncement.

II.1 Etude expérimentale

L'étude expérimentale réalisée durant la thèse s'intègre dans notre étude globale sur la nocivité des défauts dans les canalisations provoquées par des agressions externes à faible vitesse de déformation. Cette étude expérimentale relativement lourde à mettre en œuvre va être réalisée en deux parties :

La première partie est consacrée aux enfoncements simples, la seconde partie traite les défauts dits combinés "enfoncement + éraflure", cette dernière sera développée dans le chapitre III.

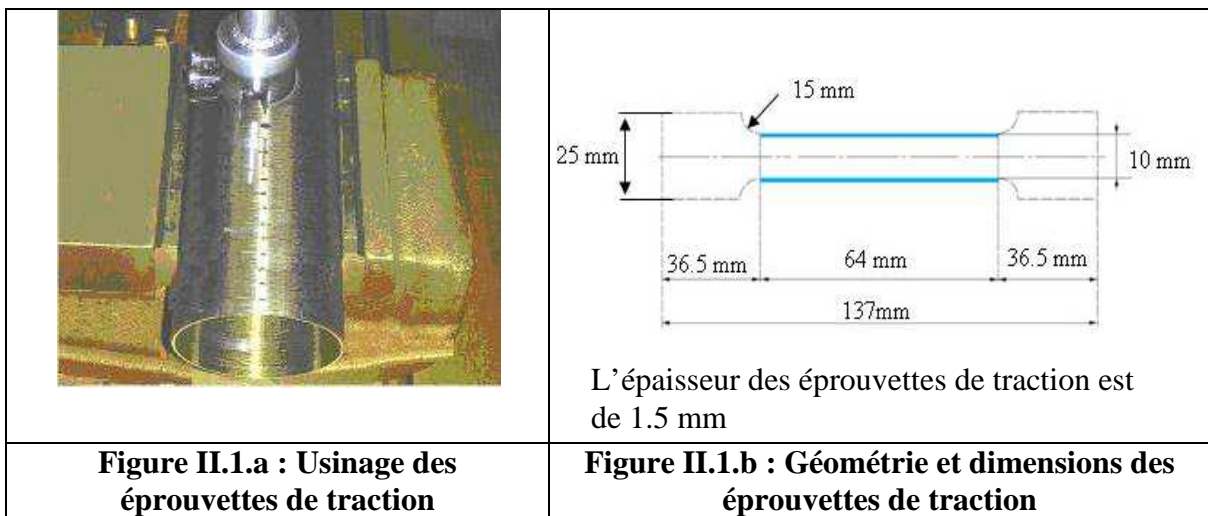
L'étude expérimentale menée sur les enfoncements simples se décompose en quatre étapes :

- **Etape 1** : Caractérisation de la nuance du matériau étudié,
- **Etape 2** : Réalisation des enfoncements,
- **Etape 3** : Préparation des tubes enfoncés,
- **Etape 4** : Eclatement des tubes enfoncés sur un banc d'essai.

Les trois premières étapes sont réalisées entièrement à l'Ecole Nationale d'Ingénieur de Metz, par contre la quatrième et dernière étape est effectuée à l'Ecole des Mines de Douai.

II.1.1 Caractérisation du matériau

La nuance étudié est l'acier **A37** connu dans la norme relative aux tuyaux sous le nom **TU 37 b**. Afin de déterminer les caractéristiques mécaniques de cette dernière, nous avons réalisé des essais de traction à température ambiante. Le prélèvement des éprouvettes a été effectué dans le sens longitudinal du tuyau (voir figure II.1.a). Nous avons usiné 4 éprouvettes plates suivant la norme française AFNOR [3]. La géométrie de ces éprouvettes est donnée dans la figure II-1-b.



Les essais sont réalisés sur une machine de traction-compression Instron de 10 KN de capacité.

Les courbes expérimentales de l'évolution de la contrainte conventionnelle en fonction de la déformation pour les 4 éprouvettes sont données dans la figure II.2

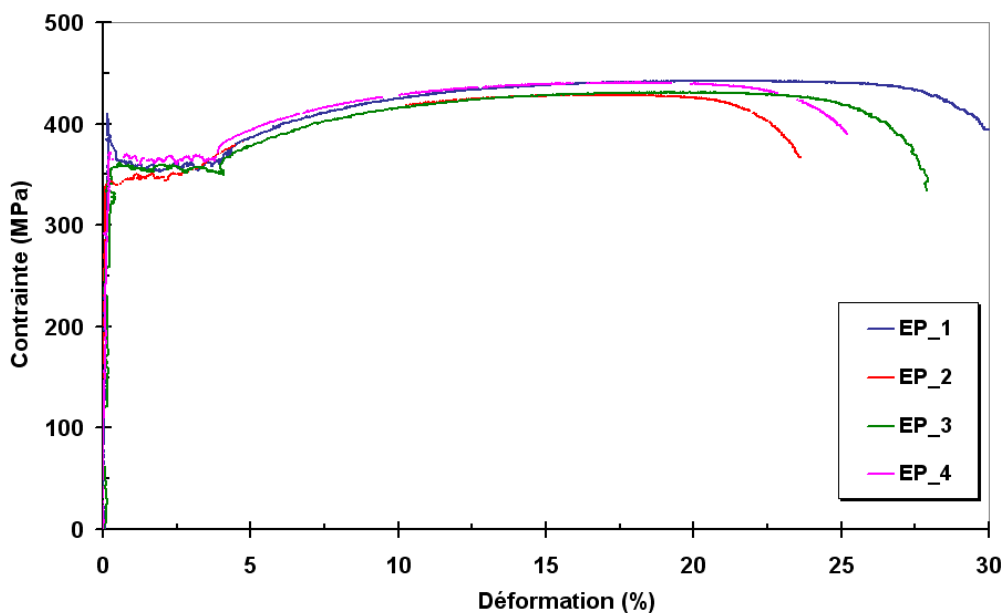


Figure II-2 : Courbe de traction des 4 éprouvettes

On note la reproductibilité de l'essai de traction pour les 4 éprouvettes, seule la déformation à rupture variant légèrement d'un essai à l'autre.

Les caractéristiques mécaniques de la nuance étudiée enregistrées lors des 4 essais de traction sont résumées dans le tableau II.1.

Essai	EP_1	EP_2	EP_3	E_04	Moyennes	Ecart-type
Module d'Young E (MPa)	220 244	202 374	202 496	197 280	206 674	12039
Limite d'élasticité Re (MPa)	359	349	354	364	359	4,85
Contrainte ultime Rm (MPa)	442	429	431	440	438	6,10
A (%)	32	24	30	26	29	3,1
longueur éprouvette après rupture (mm)	157-158	155	155-156	155		

Tableau II.1 : Caractéristiques mécaniques de l'acier A37 (TU 37b) pour les 4 éprouvettes

Ces caractéristiques sont présentées par les histogrammes de la figure II.3

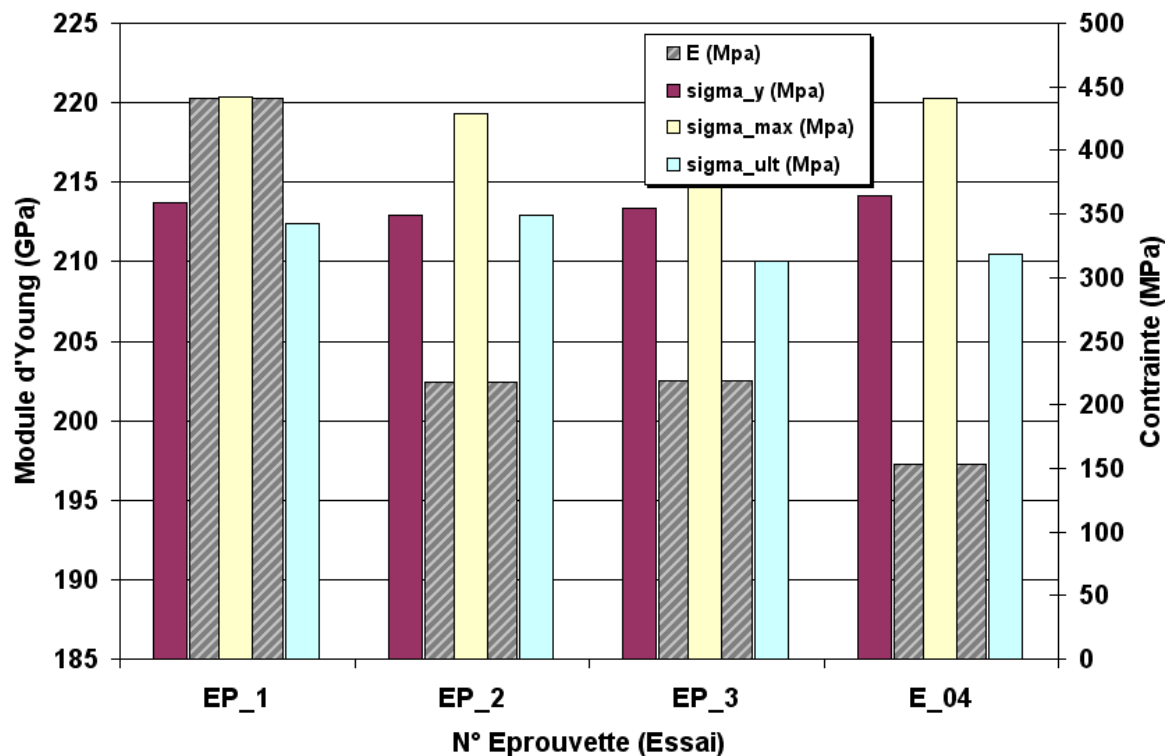


Figure II.3 : Données caractéristiques de A37 (TU 37b) pour les 4 essais

Les caractéristiques mécaniques du matériau retenues pour étude sont celles de l'essai 3 (éprouvette 3), le seul essai valide car l'éprouvette s'est rompue pratiquement au milieu de la zone utile (figure II.4).

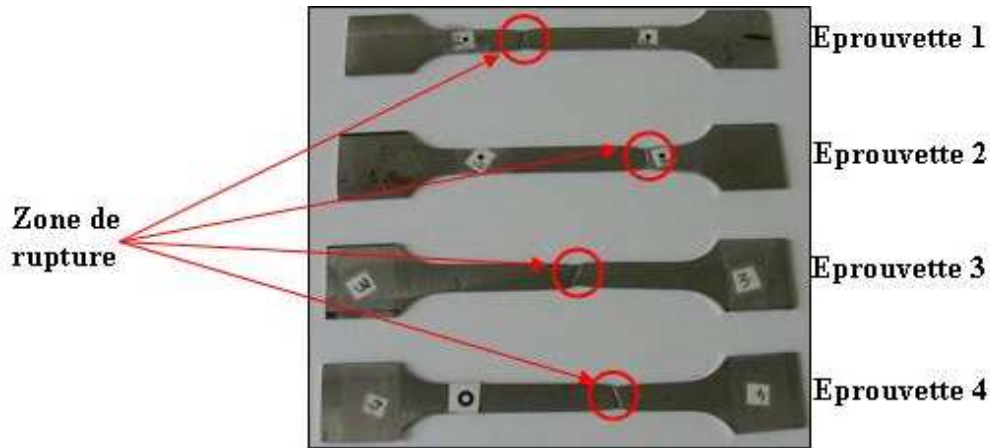


Figure II.4 : Zone de rupture des 4 éprouvettes de traction

La composition chimique du matériau a été déterminée par spectroscopie. Les teneurs pondérales des éléments d'addition du matériau sont données dans le tableau II.2

éléments d'additions (A37)	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
%	0.085	0.22	0.5	0.01	0.0025	0.84	0.115
éléments d'additions (A37)	Mo	Al	Cu	Nb	Ti	Ca	B
%	0.046	0.026	0.165	0.001	0.001	0.0016	<0.0003

Tableau II.2 : Composition chimique de l'acier A 37 (TU 37 b)

Nous avons comparé cette composition chimique avec une composition issue de la norme¹, la composition chimique des éléments de comparaison trouvés est donnée ci-dessous :

Carbone <0.2
 Manganèse <0.85
 Phosphore <0.045
 Soufre <0.045
 Silicium <0.4

On remarque bien que ça correspond bien par rapport à celle que nous avons trouvée.

1. normyhydro : données techniques

(http://www.normyhydro.fr/item_img/medias/documents/43719_INTERIEUR-page5.pdf)

La microstructure de la nuance étudiée a été analysée à l'aide d'un microscope optique instrumenté par une caméra numérique de marque ALTRA 20 (représentée sur la figure II.5) et un poste de traitement de données équipé d'un logiciel de traitement d'image représenté sur la figure II.5



Figure II.5 : Le microscope optique utilisé pour visualiser la microstructure et la taille des grains

Les surfaces observées sont polies jusqu'à $1\ \mu\text{m}$, nettoyées à l'acétone et séchées. La présence d'inclusions, non métalliques, peut être observée directement sur la surface polie. Pour bien visualiser la microstructure des échantillons, une attaque chimique au nital (4% solution de HNO_3 dans l'éthanol) est effectuée pendant quelques secondes.

Après cette attaque, la ferrite apparaît au microscope optique comme une phase blanche, la perlite est plus foncée.

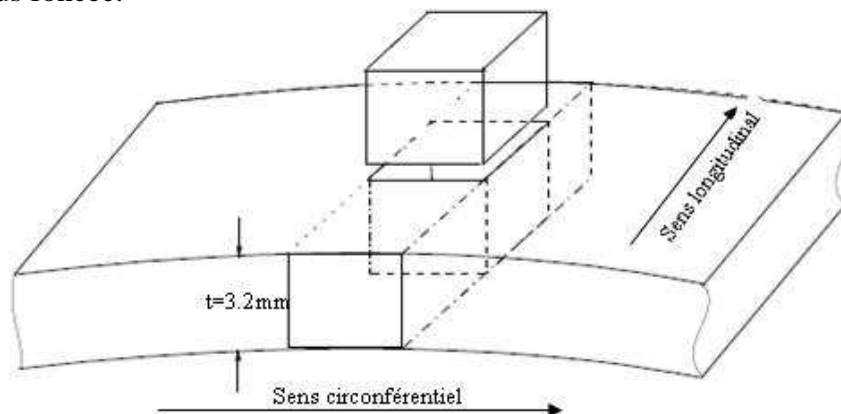


Figure II.6 : Schéma d'échantillonnage selon la norme NACE TM 0284 [4, 5]

Des échantillons ont été prélevés dans les deux sens du tube : 2 dans le sens longitudinal et 2 dans sens circonférentiel selon le schéma de la figure II.6.

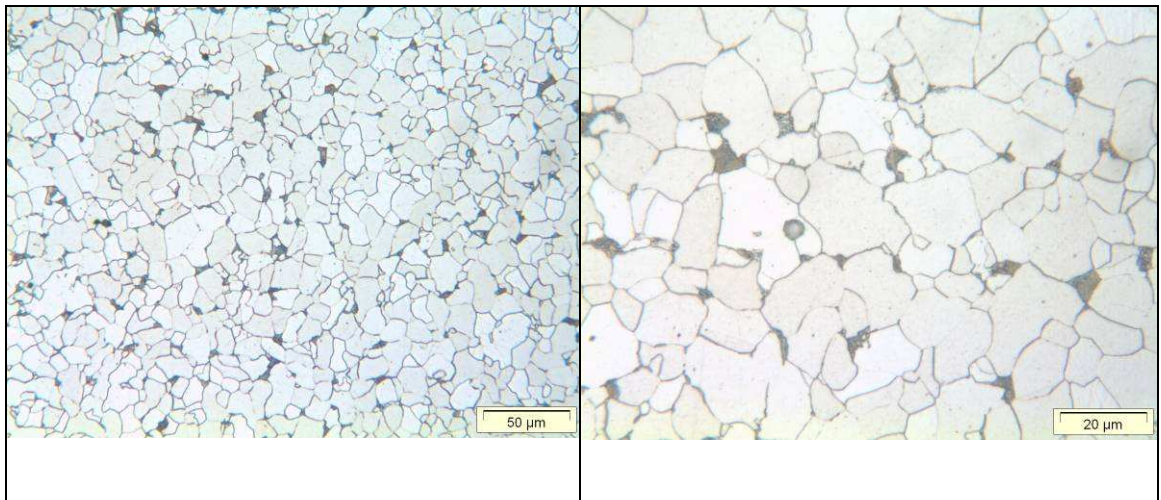


Figure II.7.a : Microstructure de la nuance étudiée (A37) pour un échantillon prélevé dans le sens circonférentiel

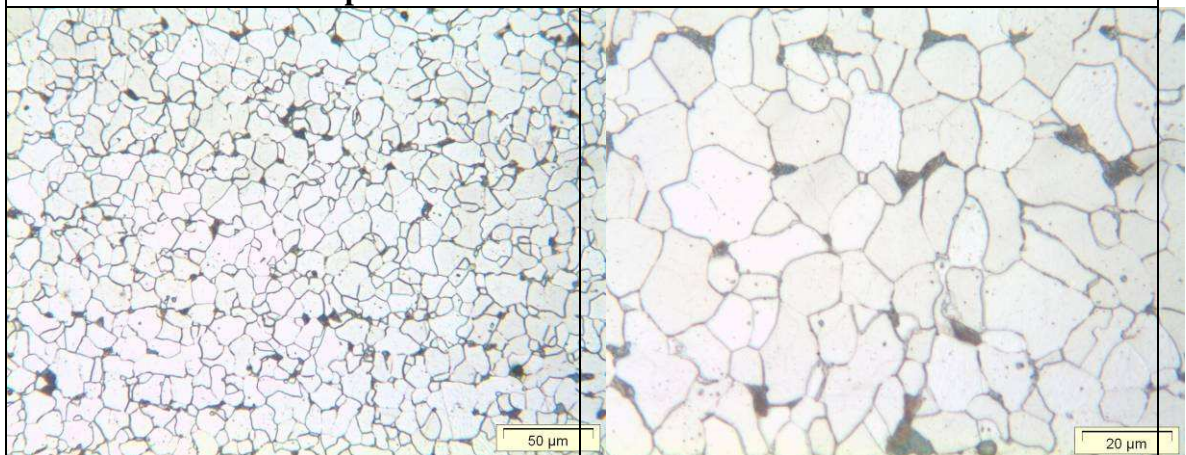
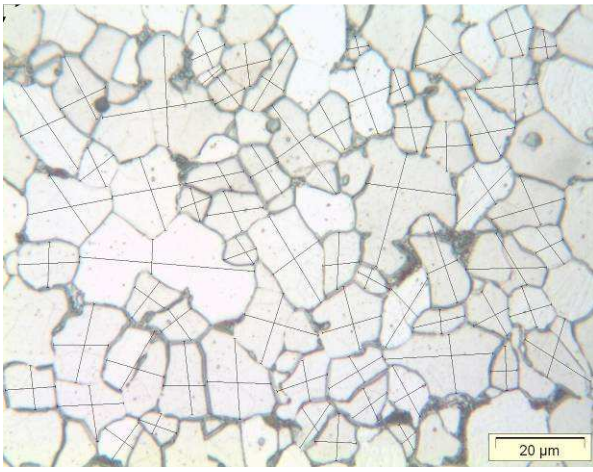
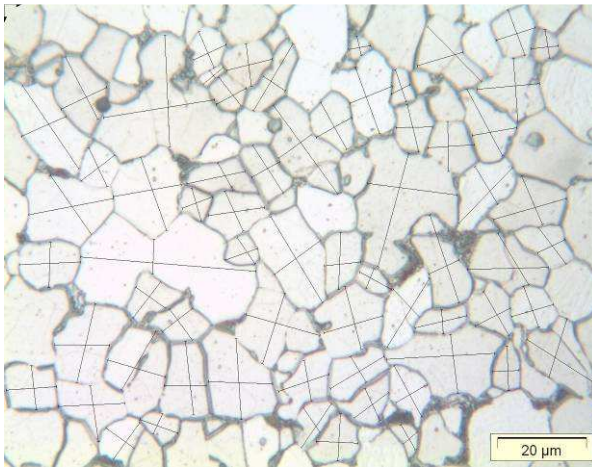


Figure II.7.b : Microstructure de la nuance étudiée (A37) pour un échantillon prélevé dans le sens longitudinal

D'après les photos des figures II.7.a et II.7.b, on voit bien que la microstructure est pratiquement identique pour les deux sens de prélèvement (circonférentiel et longitudinal). Elle est formée par une majorité de grains ferritiques et quelques alignements de perlite. Cet acier doux a donc une structure ferritique.

Pour déterminer la taille des grains, nous avons utilisé le microscope optique représenté sur la figure II.5. Les photos et les tailles de grain sont traités par l'intermédiaire d'un logiciel de traitement d'image et de calcul "Analysis". Le tableau II.3 montre les différentes mesures pour les deux sens du tuyau.

			
<u>Mesure dans le sens longitudinal</u>		<u>Mesure dans le sens circonférentiel</u>	
Nombre de grains mesurés	65	Nombre de grains mesurés	65
Taille maximale	40 µm	Taille maximale :	39 µm
Taille minimale	2 µm	Taille minimale	3 µm
Moyenne	12 µm	Moyenne	11 µm
Ecart type	6 µm	Ecart type	6 µm
Tableau II.3 : Données statistiques de la taille des grains de la nuance étudiée dans les sens circonférentiel et longitudinal			

On remarque d'après les mesures statistiques et les photos du tableau II.3 que la forme et la taille moyenne des grains du matériau étudié sont pratiquement identiques pour les deux sens de prélèvement.

II.1.2 Réalisation des enfoncements

Les enfoncements sont réalisés sous chargement statique sur une machine de traction-compression servohydraulique SCHENCK de capacité de 100KN (Figure II.8). Le pilotage de l'outil (indenteur) a été fait en déplacement imposé. La vitesse de déplacement de l'indenteur est de 0.1mm/s pour tous les essais d'enfoncement. L'outil (indenteur) a été usiné dans une nuance d'acier rigide et a reçu des traitements thermiques pour augmenter sa dureté.

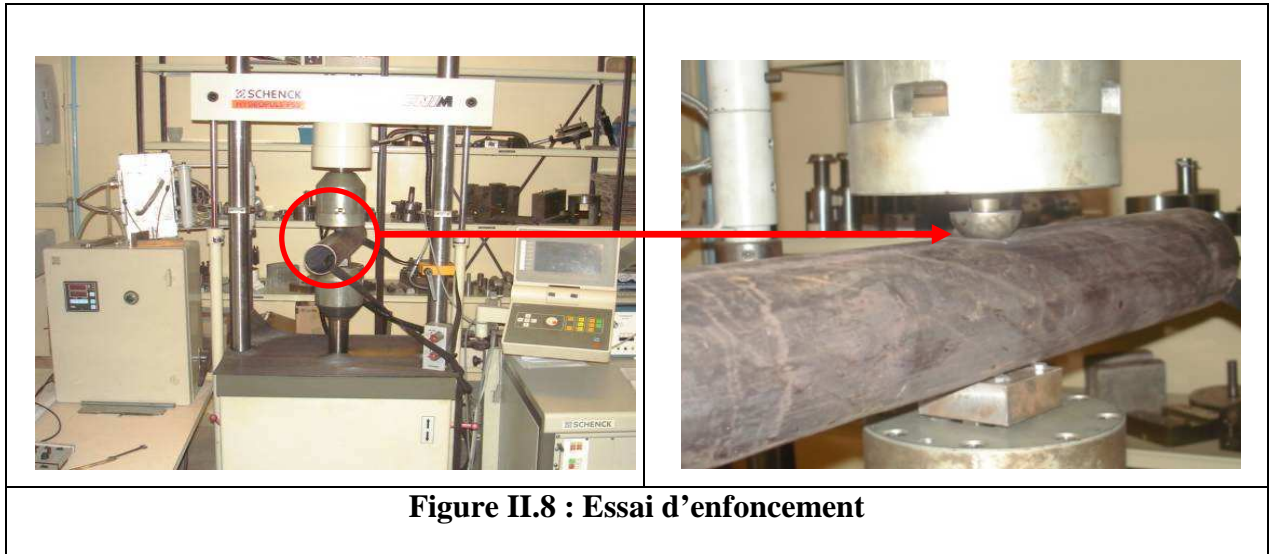


Figure II.8 : Essai d'enfoncement

Les tubes utilisés pour la confection des réservoirs ont **600 mm** de longueur, **88.9 mm** de diamètre et **3.2 mm** d'épaisseur (figure II.9)

Ils sont prélevés dans un tube de 6000mm de longueur de nuance **A37 (TU 37 b)**

Ces tubes sont utilisés dans les circuits hydraulique, ils sont étirés à froid sans soudure en acier doux suivant la norme **NF-EN10305-4**

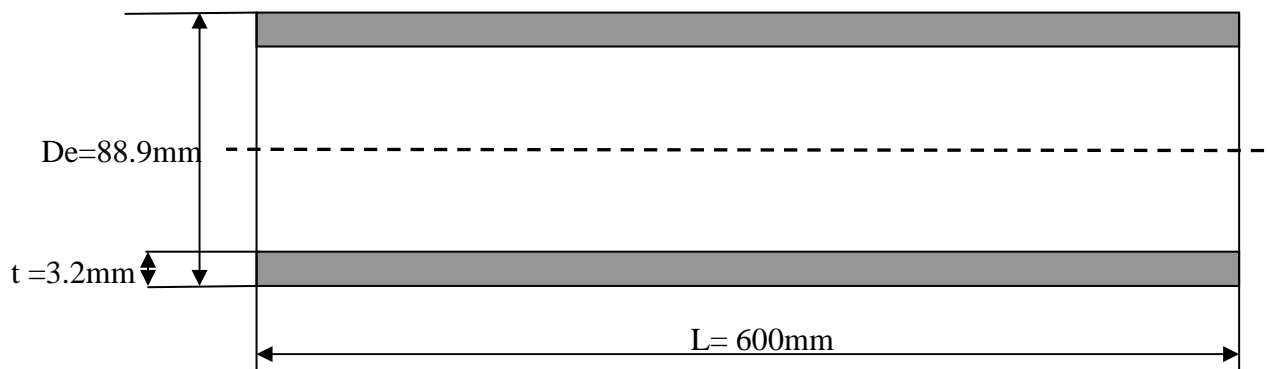


Figure II.9 : Géométrie des tubes utilisés

Une première série de 6 enfoncements a été réalisée. Les profondeurs de ces derniers après retour élastique sont données sur le tableau II.4 :

N° du tube	Tube 1	Tube 2	Tube 3	Tube 4	Tube 5	Tube 6
Déplacement maximum de l'indenteur (en mm)	28 mm	17 mm	14.5 mm	11.2 mm	9 mm	4.8 mm
Profondeur de l'enfoncement (d en mm)	25 mm ≈ 28 % De	14.2 mm ≈ 16 % De	11.85 mm ≈ 13 % D	8.94 mm ≈ 10 % D	6.8 mm ≈ 8 % D	3.3 mm ≈ 4 % D

Tableau II.4: Profondeurs des enfoncements réalisés

Les profondeurs des enfoncements ont été choisies pour atteindre des valeurs encadrant celle de la règle empirique de la profondeur critique d'un enfoncement simple soit 10% du diamètre du pipeline.

Nous avons réalisé un enfoncement avec une profondeur proche de 10% du diamètre extérieur, trois enfoncements avec des profondeurs au dessus de ces 10 % et deux autres enfoncements ayant des profondeurs en dessous de ces 10% (tableau II.4)

Lors des essais d'enfoncement, la courbe charge-déplacement a été enregistrée lors de chaque essai. Par conséquent la profondeur de chaque enfoncement a pu être ainsi mesurée. Les courbes charge- déplacement enregistrées lors des 5 essais d'enfoncement sont données sur la figure II.10

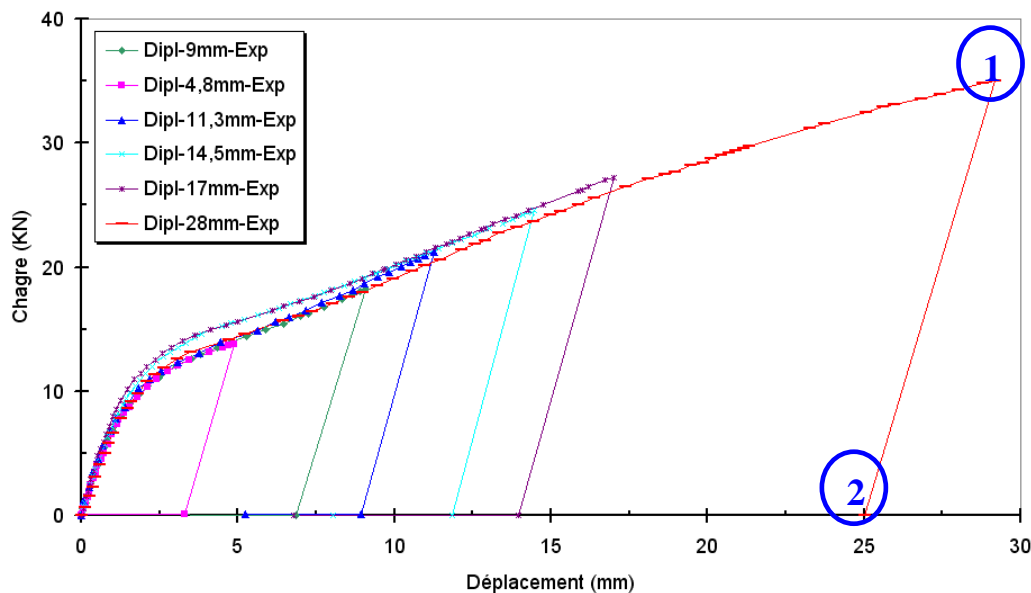


Figure II.10 : Courbes charge-déplacement enregistrées lors des essais d'enfoncement

Le maximum de chaque courbe correspond au déplacement de l'indenteur (point 1), le point 2 indique la profondeur réelle de l'enfoncement après retour élastique.

II.1.3 Préparation des réservoirs pour les essais d'éclatement

Cette étape comprend le soudage des fonds bombés à l'extrémité de chaque tube ainsi que leurs instrumentations.

Les dimensions et la forme des tubes sont donnés sur la figure II.9. La forme et les dimensions des fonds bombés sont présentés sur la figure ci-dessous. La nuance d'acier des fonds bombés est identique à celle des tubes.

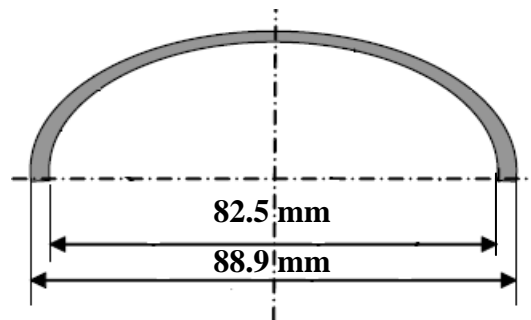


Figure II.11 : forme et dimensions du fond bombé

II.1.3.1 Assemblage tube + fond bombé

Pour assembler le morceau de tube et le fond bombé, nous avons dans un premier temps, chanfreiné les bords des deux parties (fond et tube) avec un angle de 60° et une profondeur proche de 2 mm (figure II.12). Après chanfreinage, l'assemblage est réalisé par des soudures point par point en plusieurs passes dans le chanfrein en V. La passe de soudure en racine est réalisée en TIG et le remplissage à l'aide d'une électrode enrobée. Un embout a été usiné et soudé sur une des extrémités.

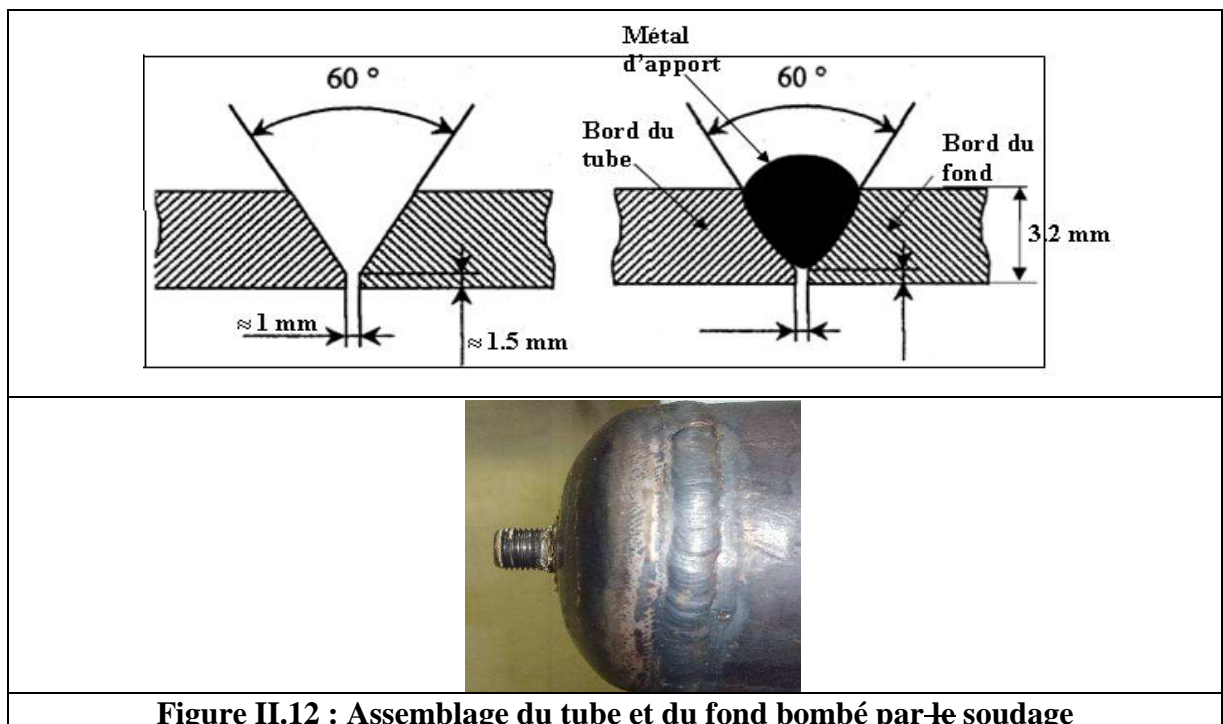
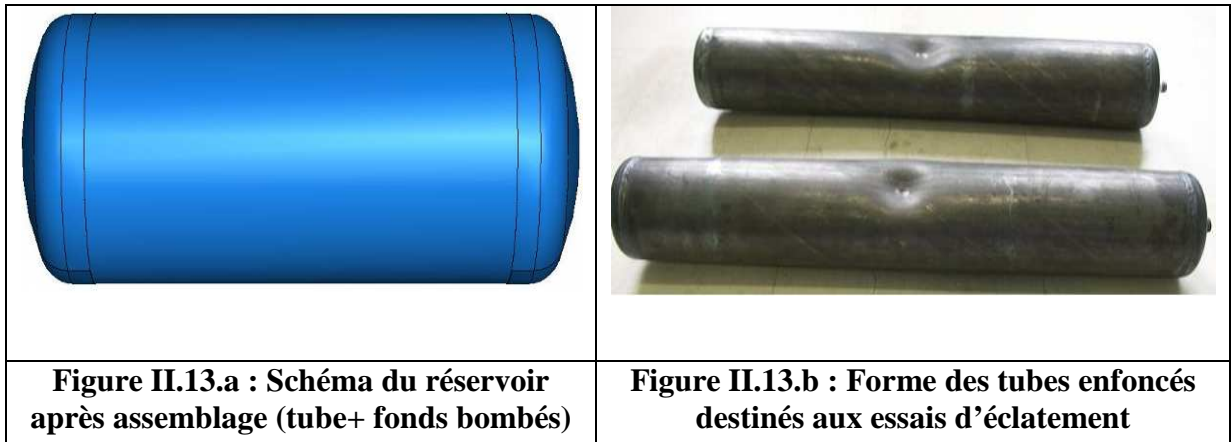


Figure II.12 : Assemblage du tube et du fond bombé par le soudage

L'assemblage des tubes et des fonds bombés permet d'obtenir des réservoirs représentés sur les figures II.13.a et II.13.b.



II.1.3.2 Instrumentation des réservoirs avec enfoncement

L'instrumentation des tubes destinés aux essais d'éclatement a principalement pour objectif de déterminer expérimentalement la distribution des déformations au voisinage et "loin" des enfoncements, afin de valider nos modèles numériques.

II.1.3.2.1 Définition d'une jauge d'extensométrie

Une jauge d'extensométrie ou autrement dit jauge de déformation est un petit élément résistif qui est collé sur une pièce au point où on veut mesurer la déformation. Cet élément est fait d'un fil enroulé selon une direction préférentielle et collé sur la pièce par l'entremise d'un support d'isolation. (Figure II.14)

Une jauge de déformation donne un signal électrique fonction linéaire de l'allongement relatif au point de la pièce où elle a été collée.

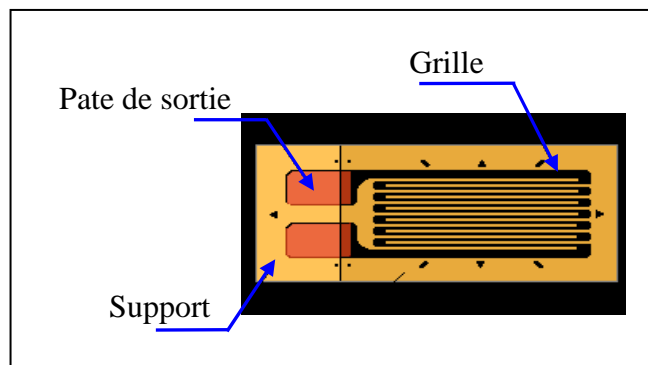


Figure II.14 : Schéma d'une jauge d'extensométrie

L'utilisation des jauges se fait aussi bien en laboratoire qu'en chantier pour :

- La détermination des états de contrainte statique et dynamique (basse fréquences),
- La détermination des concentrations de contraintes, contraintes résiduelles, contraintes thermiques, ...etc,
- La fabrication de capteurs divers et de pseudo capteurs,
- Des techniques connexes comme les indicateurs de propagation de fissure.

II.1.3.2.2 Principe de mesure des déformations par jauges d'extensométrie

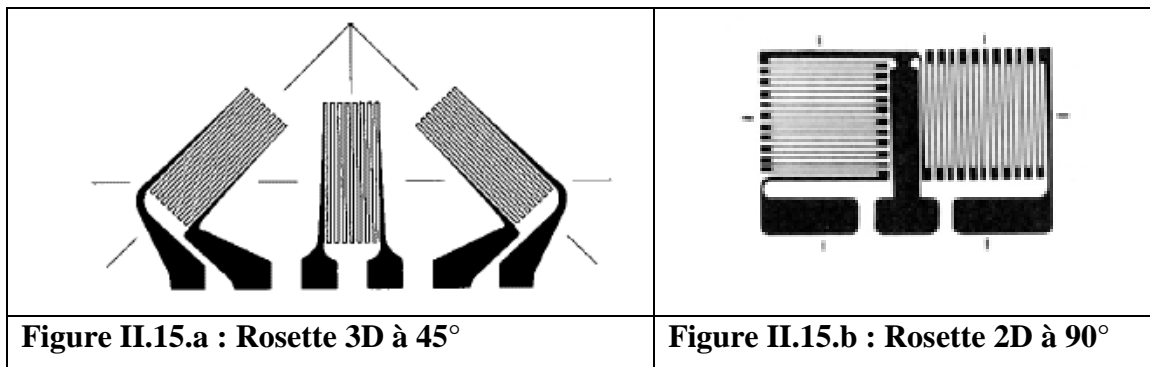
La mesure des déformations par des jauges d'extensométrie est l'une des techniques les plus anciennes et les plus utilisées. Le principe de fonctionnement de cette technique est basé sur le fait que la variation relative de longueur de fils fins de certains matériaux peut être directement reliée à la variation relative de leurs résistances électriques.

Les matériaux dits extensométriques vérifient que cette variation relative de longueur $\frac{\Delta L^*}{L^*}$ est directement proportionnelle à la variation relative de la résistance électrique, notée $\frac{\Delta R^*}{R^*}$.

$$\text{Ceci se traduit par : } \frac{\Delta R^*}{R^*} = ((1 + 2\nu) + C^*(1 - 2\nu)) \cdot \frac{\Delta L^*}{L^*} = K \cdot \frac{\Delta L^*}{L^*}$$

Avec ν est le coefficient de poisson du matériau, C^* la constante de Bridgman et K le facteur de jauge.

Il existe une grande variété de jauges, en fonction de la taille, du matériau, de la trame pelliculaire et de la température d'utilisation. Pour notre étude, nous avons utilisé des rosettes à 3 directions à 45° et des rosettes 2 directions à 90°, elles sont représentées respectivement dans la figures II.15.a et la figures II.15.b. [6]



Les rosettes 3D à 45° ont été utilisées pour l'instrumentation des réservoirs avec un défaut de type enfoncement.

Deux réservoirs ont été instrumentés dans les zones influencées par le défaut : soit à proximité de l'enfoncement et dans des zones non influencées par le défaut c.a.d "loin" de l'enfoncement (figure II.16).

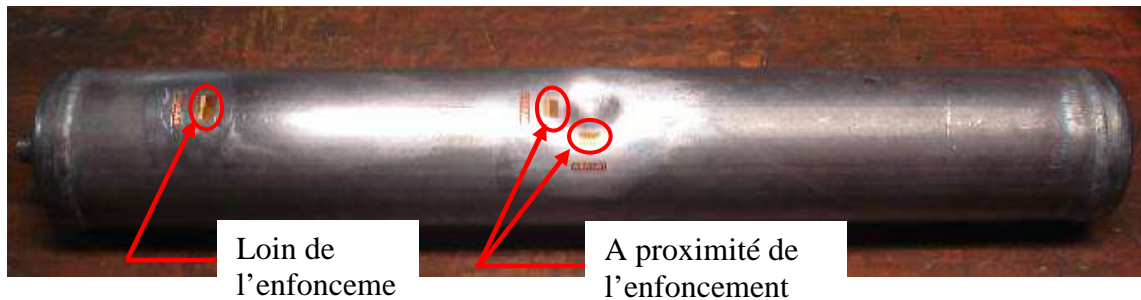
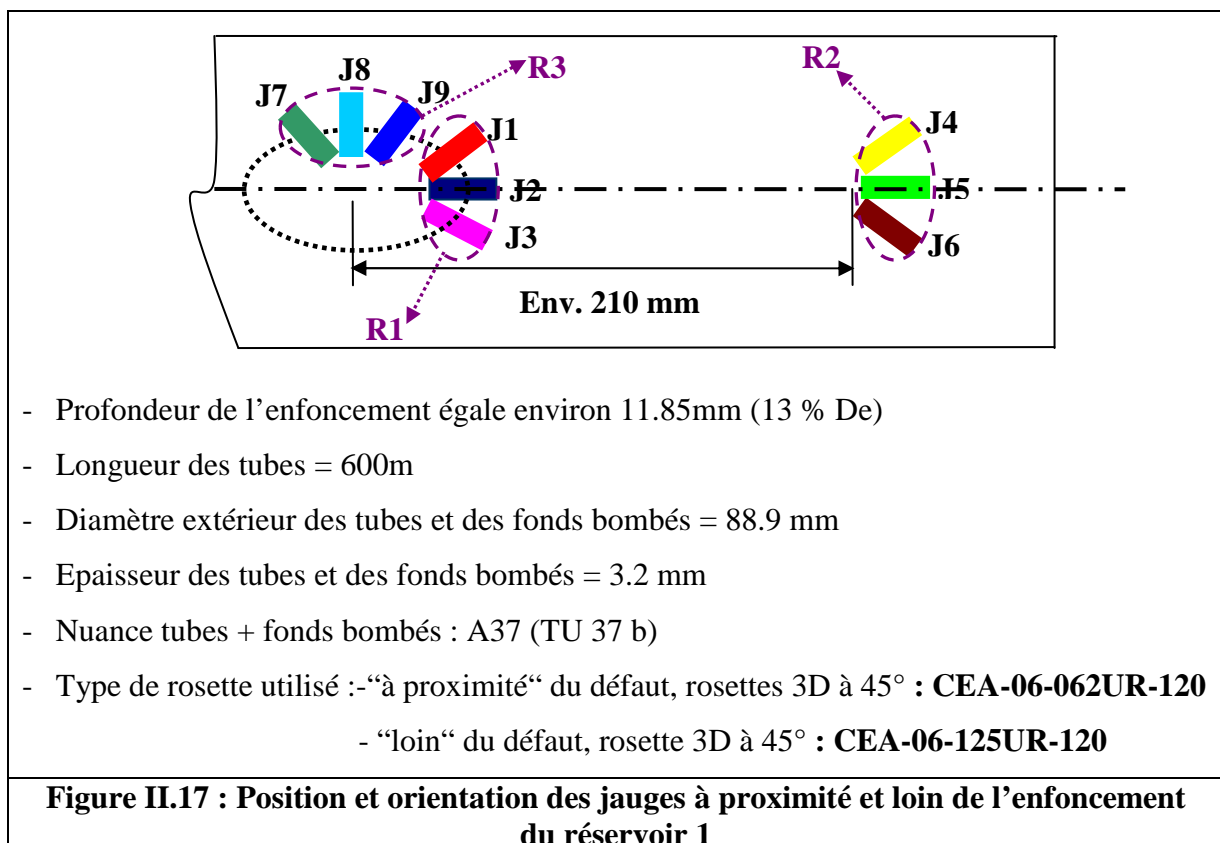


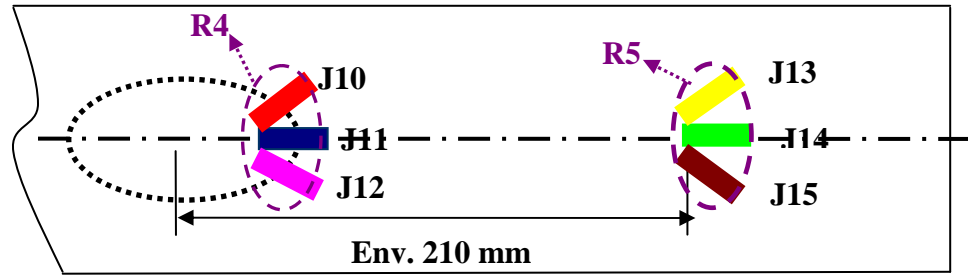
Figure II.16 : Position des rosettes sur le réservoir instrumenté

Toutes les mesures données par les rosettes sont effectuées à l'aide de ponts de WHEASTONE classiques et d'une centrale d'acquisition automatique qui permet l'acquisition, le stockage et le traitement des données.

II.1.3.2.3 Collage des rosettes sur les réservoirs

Comme on l'a mentionné dans le paragraphe ci-dessus, deux réservoirs ont été instrumentés. Les caractéristiques géométriques des réservoirs testés ainsi que la position des rosettes dans chaque réservoir sont résumées ci-dessous.





- Profondeur de l'enfoncement égale environ 14 mm (16 % De)
- Longueur des tubes = 600m
- Diamètre extérieur des tubes et des fonds bombés = 88.9 mm
- Epaisseur des tubes et des fonds bombés = 3.2 mm
- Nuance tubes + fonds bombés : A37 (TU 37 b)
- Type de rosette utilisé : - "à proximité" du défaut, rosettes 3D à 45° : **CEA-06-062UR-120**
 - "loin" du défaut, rosette 3D à 45° : **CEA-06-125UR-120**

Figure II.18 : Position et orientation des jauges à proximité et loin de l'enfoncement du réservoir 2

II.1.4 Réalisation des essais d'éclatements

II.1.4.1 Introduction

Au total, 5 réservoirs ont été testés, deux ont été instrumentés selon les figures II.17 et II.18, les autres n'ont pas été instrumentés.

Les deux réservoirs instrumentés comprennent les enfoncements avec les profondeurs suivantes : profondeurs de 16% D_e et 13% D_e . Deux réservoirs contiennent un enfoncement d'une profondeur de 10% D_e et le cinquième à un enfoncement avec une profondeur d'environ 25 mm (env. 28% D_e).

La station d'éclatement se compose essentiellement d'un groupe hydraulique d'une capacité de 450 bars. Ce dernier contient un multiplicateur de pression qui se compose de deux parties : une partie contient de l'huile qui sort de la pompe hydraulique et une partie contient de l'eau (fluide utilisé pour la mise sous pression des réservoirs). Cette partie sert aussi à compenser les fuites pouvant aller jusqu'à 25 litres.

Les différentes étapes de sollicitation des réservoirs sont :

- Mise en place des réservoirs en position verticale et les remplir en liquide (eau) jusqu'au remplissage total.
- Chargement de chaque réservoir, c'est-à-dire la mise sous pression avec une vitesse moyenne de montée en pression de 10 bars/ min (figure II.19)
- Augmentation en pression jusqu'à rupture des réservoirs.

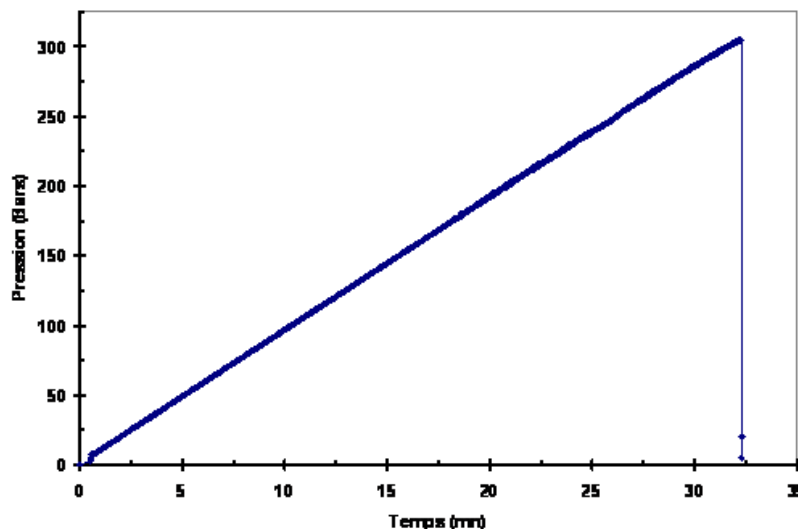


Figure II.19 : Cycle de pressurisation des réservoirs.

La courbe de la figure II.19 montre un cycle de pressurisation représentatif de tous les essais d'éclatement réalisés. La durée de l'essai d'éclatement est d'environ 30 minutes pour chaque réservoir.

II.1.4.2 Résultats de mesure des jauges extensométriques

Les résultats donnés par les jauges extensométriques (rosettes) collées sur les deux réservoirs à proximité et loin de l'enfoncement sont représentés sous forme de courbes reliant la déformation longitudinale et circonférentielles avec la pression interne des réservoirs.

II.1.4.2.1 Résultats de mesures des jauges du premier réservoir

Les caractéristiques ainsi que l'instrumentation du réservoir N°1 sont données sur la figure II.13.

La rosette R1, contient les jauges J1, J2 et J3, la rosette R2, contient les jauges J4, J5 et J6 et la rosette R3, contient les jauges J7, J8 et J9.

II.1.4.2.1.1 Résultats de mesures données par la rosette R1 (J1, J2, J3)

La rosette R1 est collée à proximité de l'enfoncement (le plus proche possible par rapport à la base de l'enfoncement), la jauge J2 mesure la déformation longitudinale, J1 et J3 mesure des déformations circonférentielles à 45° et à -45° par rapport à J2.

La figure II.20 donne les différentes déformations mesurées par R1 en fonction de la pressio

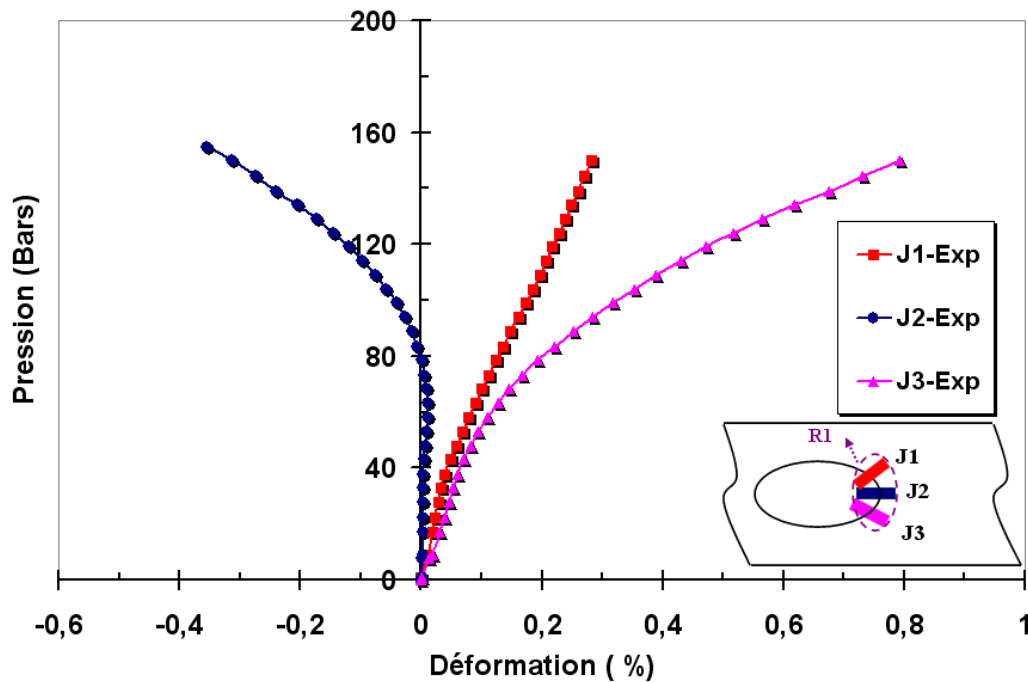


Figure II.20 : Variation des déformations mesurées par R1 en fonction de la pression interne

Sur cette figure, on constate que les déformations longitudinales mesurées par la jauge J2 "à proximité" de l'enfoncement prennent des valeurs négatives au-delà de 80 bars.

Cela peut être expliqué par le fait que l'enfoncement commence à remonter, sa courbure diminue et par conséquent, cette zone est en compression dans l'axe longitudinale du tube.

II.1.4.2.1.2 Résultats de mesures données par la rosette R2 (J4, J5, J6)

La rosette R2 est collée "loin" de l'enfoncement à une distance d'environ 210 mm par rapport à la base de l'enfoncement (à environ 90 mm de l'extrémité du tube)

La jauge J5 mesure la déformation longitudinale, J4 et J6 mesure des déformations circonférentielles à 45° par rapport à J5.

Les résultats de mesures données par R2 sont présentés sur la figure II.21

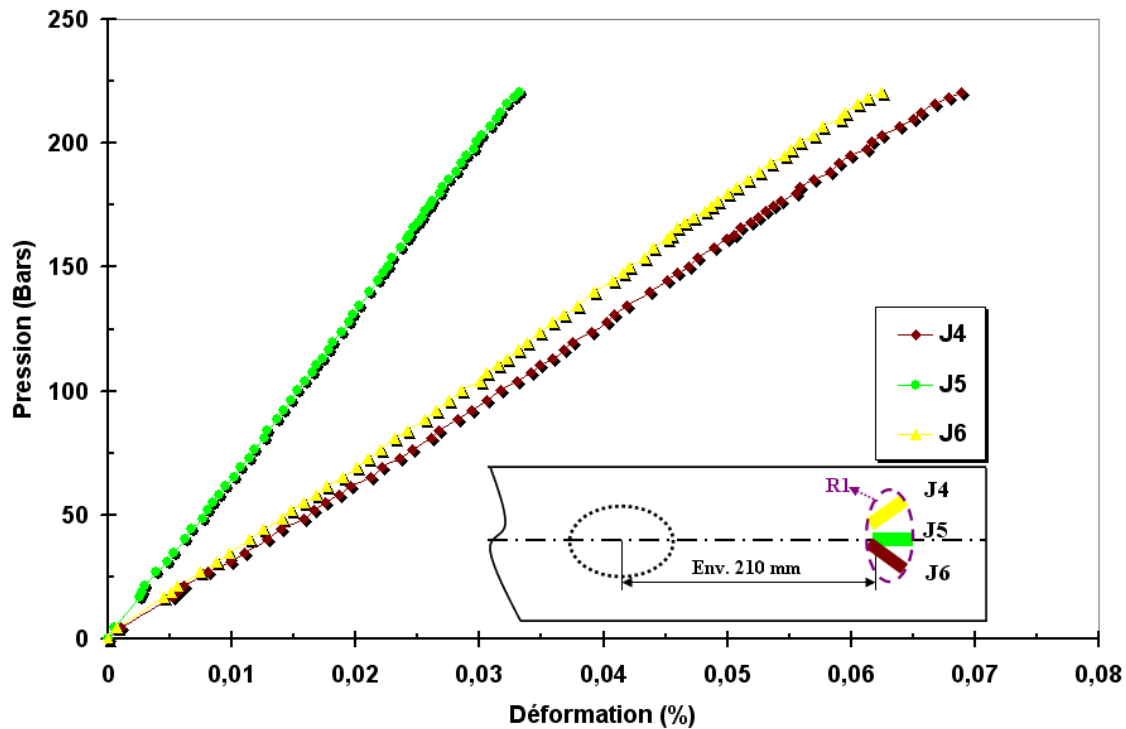


Figure II.21 : Variation des déformations mesurées par R2 en fonction de la pression interne

On remarque bien que les déformations mesurées par les trois jauges varient linéairement en fonction de la pression interne car à 250 bars le tube n'est pas encore plastifié.

Normalement les mesures données par les jauges J4 et J6 doivent être identiques, mais sur la figure II.21 on voit bien qu'il y a une petite différence d'une valeur moyenne d'environ 4 % due certainement au positionnement et au collage de la rosette.

La comparaison entre les déformations principales calculées à partir de J4, J5 et J6 pour une pression par exemple de 150 bars et celles obtenues théoriquement montre qu'il y a une différence maximale d'environ 8%.

Cette marge est acceptable car elle rentre dans la marge de dispersion, d'incertitude et des erreurs de mesures qui peuvent être faites.

II.1.4.2.1.3 Résultats de mesures données par la rosette R3 (J7, J8, J9)

La rosette R3 est collée à proximité de l'enfoncement (le plus proche possible par rapport à la base de l'enfoncement, dans le sens circonférentiel du tube), la jauge J5 mesure la déformation longitudinale, J7 et J9 mesure des déformations circonférentielles à 45° et à -45° par rapport à J8.

La figure II.22 donne les différentes déformations mesurées par R3 en fonction de la pression.

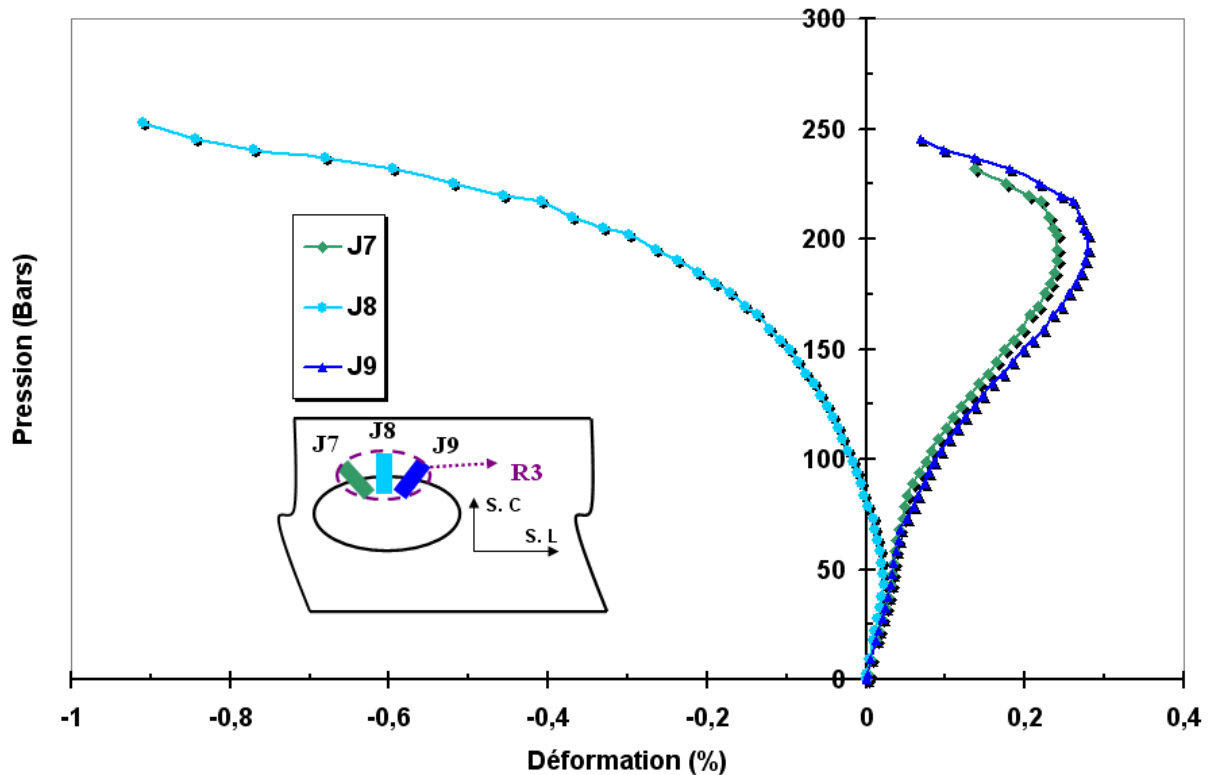


Figure II.22 : Variation des déformations mesurées par R3 en fonction de la pression interne

La jauge J8 mesure la déformation circonférentielle “à proximité“ de l'enfoncement, au-delà d'environ 80 bars, elle donne des valeurs négatives car sous l'effet de la pression interne, la courbure de l'enfoncement diminue et cette zone est par conséquent en compression. Par rapport au sens circonférentiel du tube.

Les deux courbes J7 et J9 représentent les déformations circonférentielles à 45° et à -45° par rapport à la position de la jauge J8. En principe, les deux mesures doivent être identiques, on remarque bien cette propriété à part une légère variation au-delà de 150 bars qui est dû au fait que l'enfoncement n'est pas vraiment parfaitement symétrique ou bien la rosette n'été pas vraiment collée au milieu de la zone enfoncée.

II.1.4.2.2 Résultats de mesures des jauges du second réservoir

Les caractéristiques ainsi que l'instrumentation du réservoir N°2 sont données par la figure II.18.

La rosette R4, contient les jauges J10, J11 et J12.

La rosette R5, contient les jauges J13, J14 et J15.

II.1.4.2.2.1 Résultats de mesures données par la rosette R4 (J10, J11, J12)

La rosette R4 est collée "à proximité" de l'enfoncement réalisé sur le tube N° 2. Elle contient 3 jauges de déformation collées à 45° l'une par rapport à l'autre. La jauge J11 comme on le constate sur la figure II.23 est collée dans le sens longitudinal du tube, J10 et J12 sont collées à 45° et à -45° par rapport à J11. Elles mesurent des déformations à 45° et à -45° par rapport à J11.

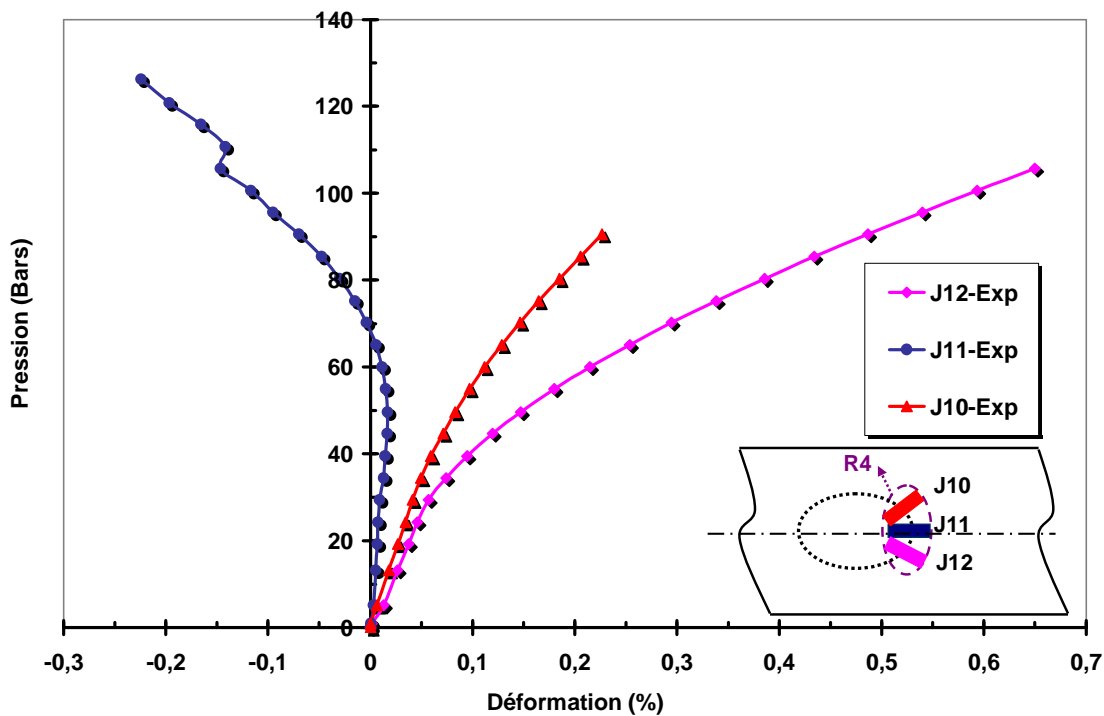


Figure II.23 : Variation des déformations mesurées par R4 en fonction de la pression interne

Les courbes représentées sur la figure II.23 présentent l'évolution des déformations mesurées par la rosette R4 "à proximité" de l'enfoncement en fonction de la pression interne du tube. On constate le même comportement de la jauge J11 (qui mesure des déformations dans le sens longitudinal) par rapport à la jauge J2 du premier réservoir c'est-à-dire que cette dernière mesure des valeurs négatives au-delà de 70 bars.

II.1.4.2.2.2 Résultats de mesures données par la rosette R5 (J13, J14, J15)

Le second réservoir a été instrumenté par deux rosettes 3 D, une collée "à proximité de l'enfoncement" dont les mesures sont données par la figure II.23 et l'autre collée "loin" de l'enfoncement. Cette dernière contient les jauges J14 qui est collée dans le sens longitudinal du tube et J13 et J15 collées à 45° et à -45° par rapport à J14.

Les résultats mesurés par le pont d'extensométrie sont donnés par la figure II.4

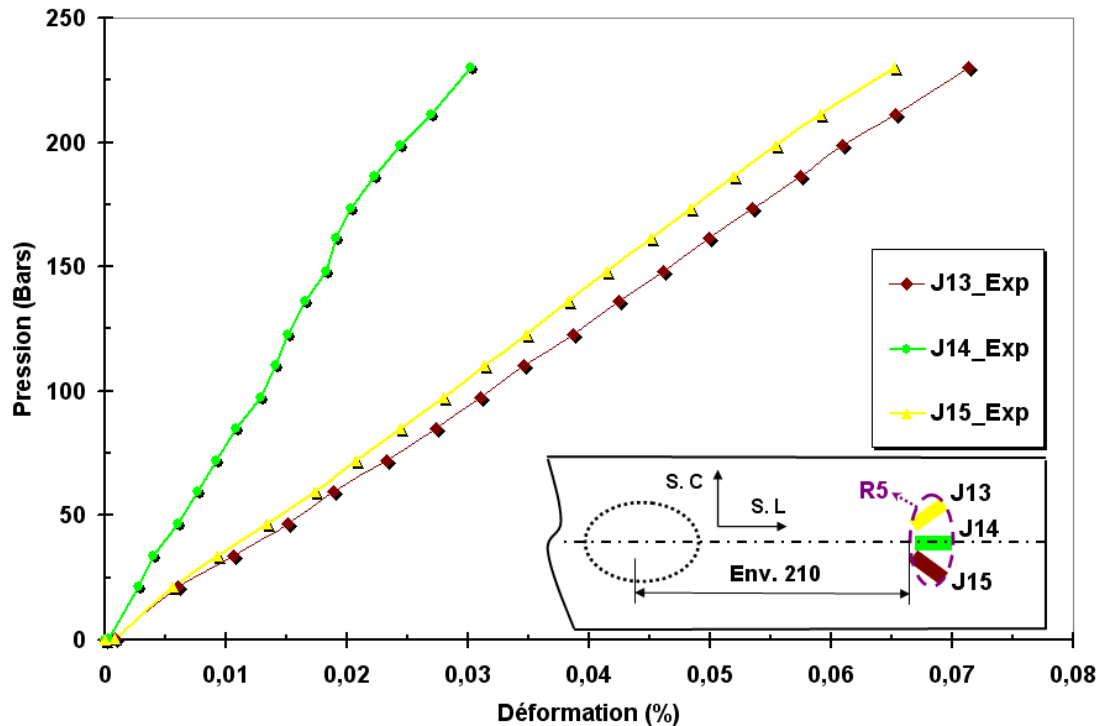
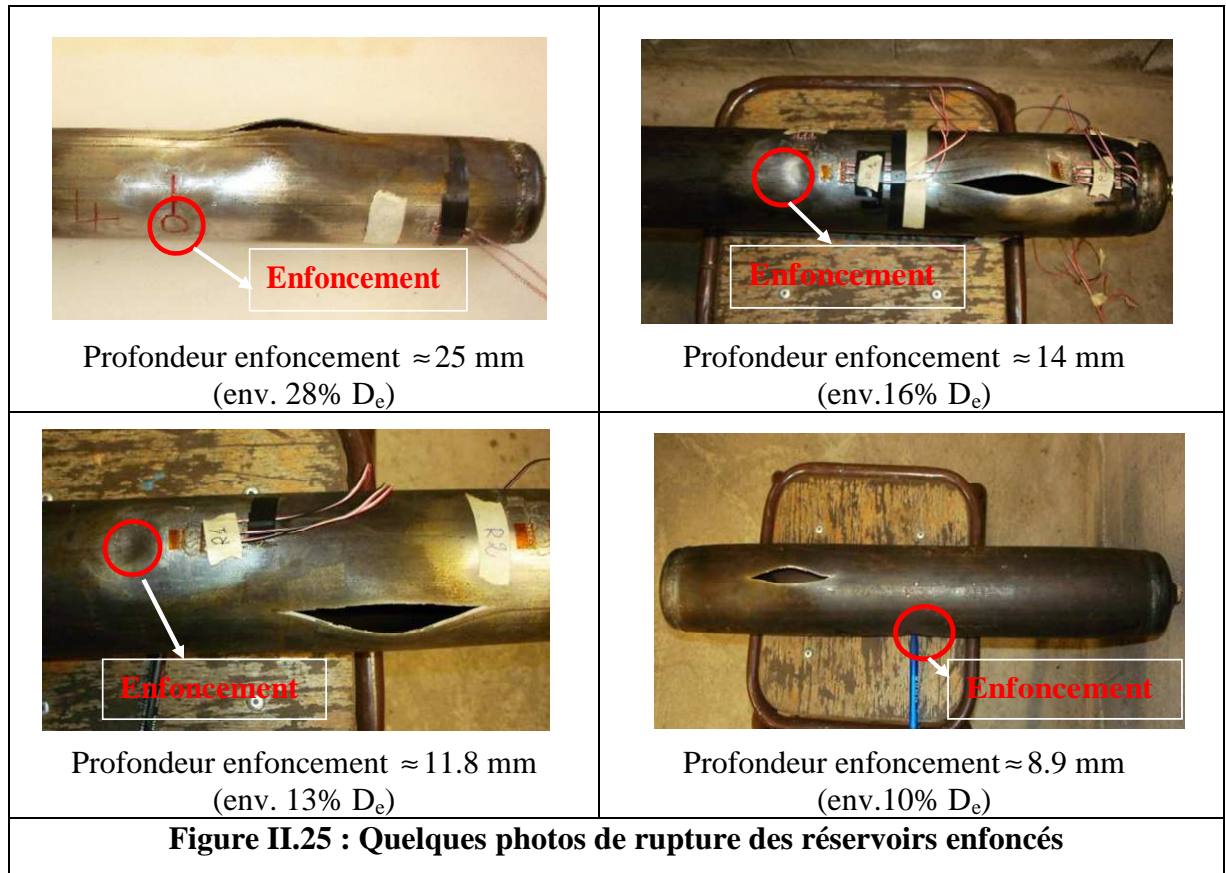


Figure II.24 : Variation des déformations mesurées par R5 en fonction de la pression interne

Le réservoir deux à été instrumenté par deux rosettes R4 et R5 collées dans le sens longitudinale, une "à proximité" et l'autre "loin" de l'enfoncement. On remarque bien que le comportement des jauges des deux rosettes R4 et R5 est similaire à celui des jauges des rosettes R1 et R2 situées dans les mêmes endroits du premier réservoir. L'écart maximum entre les déformations principales calculées à partir de J13, J14 et J15 pour une pression par exemple de 200 bars et celles obtenues théoriquement montre qu'il y a une différence maximale d'environ 10%.

II.1.4.3 Résultats des essais d'éclatements et rupture des réservoirs

Les photos de 4 réservoirs après éclatement ainsi que leurs pression d'éclatement sont présentés respectivement dans la figure II.25 et le tableau II.5.



Les pressions d'éclatement correspondant à ces réservoirs ainsi qu'à celle d'un tube sans défaut sont données dans le tableau suivant :

N° de tube	Tube 1	Tube 2	Tube 3	Tube 4	Tube 5
Profondeur Enfoncement	25 mm (env. 28% D_e)	14 mm (env. 16% D_e)	11.8 mm (env. 13% D_e)	8.9 mm (env. % D_e)	0 (Tube Vierge)
Pression d'éclatement	308 Bars	313 Bars	310 Bars	316 Bars	311 Bars

Tableau II.5 : Pression d'éclatement

En préalable nous pouvons remarquer qu'aucune rupture n'a lieu au niveau des zones enfoncées. La rupture semble avoir lieu au hasard dans une zone éloignée du défaut. En second, nous remarquons que la pression d'éclatement est pratiquement constante quelque soit la profondeur de l'enfoncement et sensiblement égale à la pression d'éclatement d'un réservoir sans défaut.

II.2 Etude Numérique

II.2.1 Introduction

La simulation et la modélisation numériques se doivent d'être confrontées à la réalité expérimentale. La confrontation peut se faire à l'échelle locale ou globale.

La simulation et modélisation numérique se déroulent généralement en parallèle avec l'étude expérimentale ou aussi avec les modèles analytiques développés. Les résultats et les conclusions tirées de la comparaison des deux études permettent d'apporter une prévision robuste pour la plupart des problèmes qu'on peut rencontrer en industrie et par conséquent un dimensionnement plus précis des structures.

Le recours aux méthodes numériques est de plus en plus fréquent en raison de leur faible coût et de leur rapidité. Cette intense utilisation est encouragée d'une part, par la possibilité d'intégrer au code de calcul par éléments finis utilisé, des descriptions précises des phénomènes mis en jeu tels que les lois de comportement et les critères de rupture. D'autre part, par la description de la complexité des structures étudiées bien supérieures aux descriptions utilisées dans les modèles analytiques disponibles.

L'étude numérique présentée dans cette thèse sera elle-même constituée de deux parties : une consacrée totalement aux enfoncements et l'autre aux défauts dits "combinés".

La deuxième partie de ce chapitre est dédiée à l'étude numérique réalisée dont l'objectif est d'étudier l'influence de défauts de type enfoncement simple sur la pression d'éclatement d'un réservoir sous pression interne ainsi que la confrontation des résultats issus de cette étude avec ceux de la partie expérimentale. La démarche numérique utilisée ainsi que les différents modèles utilisés sont présentés ci-dessous.

II.2.2 Modèles étudiés

Dans les cas d'un enfoncement simple, deux modèles numériques sont proposés.

Le premier consiste à simuler l'essai d'enfoncement sur le tube tel qu'il est réalisé au laboratoire en premier et en second la mise sous pression interne du réservoir. La simulation a été effectuée en utilisant le code de calcul par éléments finis Abaqus.

Le second modèle tient compte de la forme géométrique réelle de l'enfoncement, et comprend trois étapes :

1. Palpage de la zone enfoncée,
2. Construction du tube enfoncé à partir des données du palpage à l'aide du logiciel "HyperMesh",

3. Importation du modèle géométrique du réservoir sur le code de calcul éléments finis Abaqus pour réaliser la simulation de la mise sous pression.

Les détails de ces différentes étapes seront donnés au cours du développement de ce chapitre.

II.2.2.1 Modélisation de l'essai d'enfoncement réalisé au laboratoire

La première simulation consiste à modéliser l'essai d'enfoncement tel qu'il est réalisé au laboratoire et suivi de la mise sous pression.

Six essais suivant des profondeurs différentes ont été simulés.

La simulation numérique est réalisée en trois étapes (steps) comme le montre la figure II.26.

- a. Le tube est enfoncé à l'aide d'un indenteur (bille sphérique) considéré comme infiniment rigide (indéformable).
- b. Relâchement de l'indenteur. On assiste au retour élastique.
- c. Mise sous pression du tube enfoncé.

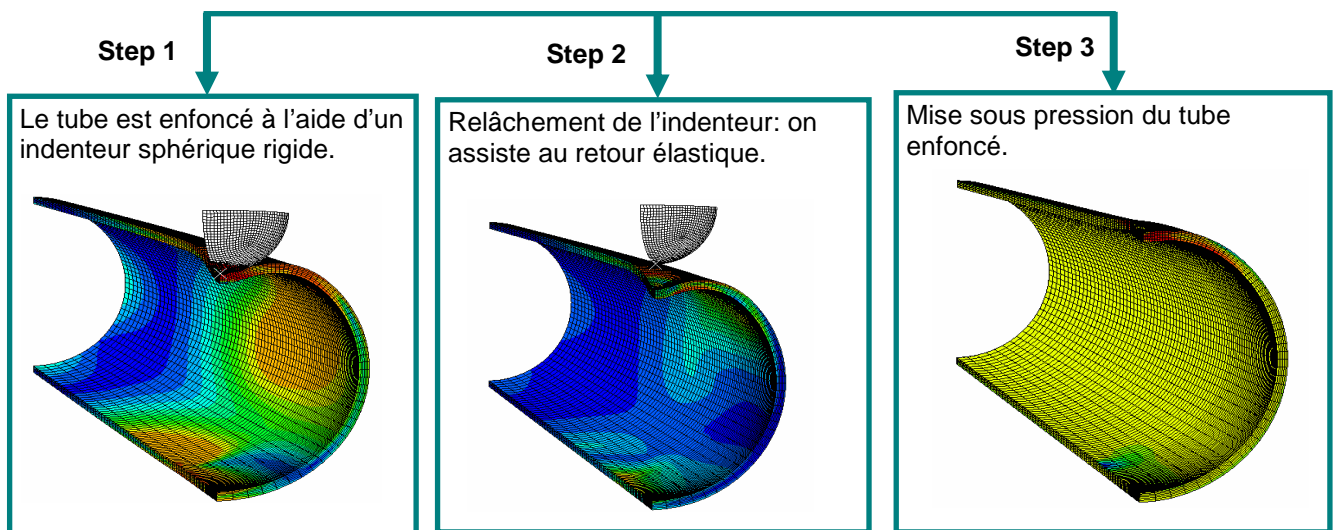


Figure II.26 : Différentes étapes de la simulation numérique

II.2.2.1.1 Géométrie étudiée

La géométrie utilisée dans l'étude numérique est exactement identique à celle de l'étude expérimentale. Les dimensions des réservoirs et des enfoncements sont données dans la figure II.9.

L'indenteur utilisé est de type rigide indéformable. Il a une forme sphérique de 40 mm de diamètre.

Pour des raisons de symétrie, un quart de tube a été modélisé (figure II.27)



Figure II.27 : Géométrie étudiée

II.2.2.1.2 Matériaux, Maillage, Chargement et conditions aux limites

Le matériau retenu pour notre étude a un comportement élastoplastique avec un écrouissage isotrope. Sa loi de comportement est une loi puissance de type Hollomon. Ses principales caractéristiques mécaniques, à température ambiante, sont données dans le tableau suivant :

Module d'Young E (MPa)	Limite d'élasticité Re (MPa)	Résistance à rupture Rm (MPa)	Allongement A (%)	Coefficient d'écrouissage n	Constante k de La loi d'Hollomon (MPa)
202496	355	432	30	0.115	532

Tableau II.6 : Propriétés mécaniques du matériau étudié acier A37 (BU 37b)

La loi de comportement est issue des essais de traction. Elle est donnée par la courbe suivante :

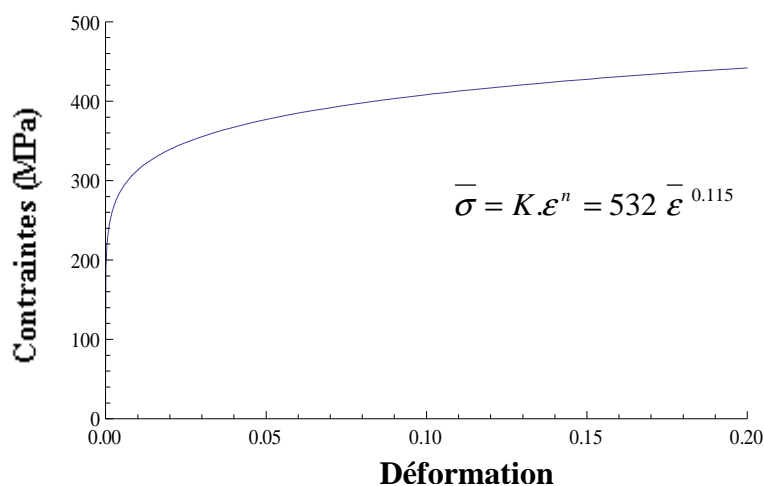
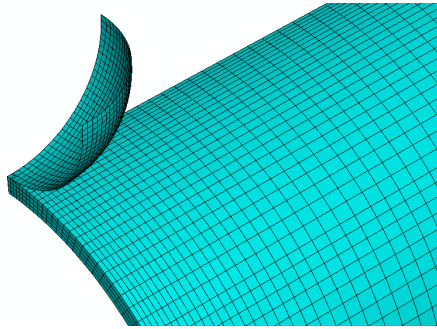


Figure II.28 : Loi de comportement décrite selon la loi d'Hollomon

Le maillage a été réalisé en trois dimensions à l'aide d'éléments hexaédriques linéaires à 8 nœuds. Le maillage a été raffiné au niveau de l'enfoncement.

La technique du maillage progressive a été utilisée pour permettre d'avoir des éléments fins au niveau de l'enfoncement, ceci permet aussi de diminuer le nombre d'éléments dans le modèle et par conséquent, diminuer le temps de calcul. La figure II. 29 donne une vue d'ensemble du maillage utilisé.



- Nombre d'élément dans le modèle = 4800
- Nombre d'élément dans l'épaisseur = 6
- Temps de calcul varie entre 6 heures et 8 heures

Figure II.29 : Maillage du réservoir

Les conditions aux limites : tout calcul par éléments finis nécessite la définition des conditions aux limites. Dans notre cas, un quart du tube a été modélisé. Les conditions de symétrie correspondantes ont été imposées (Figure II.30).

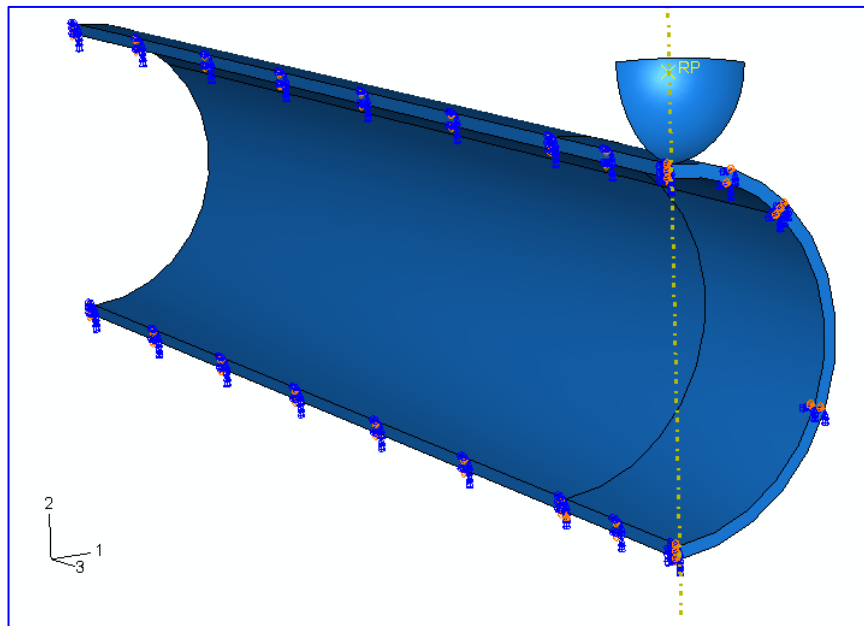


Figure II.30 : Conditions aux limites : application des conditions de symétrie

Le chargement est une pression interne répartie uniformément sur la surface interne du tube. L'effet de fond a été simulé par une pression sur l'extrémité du tube. L'application de la pression interne ainsi que l'effet de fond sont présentés dans la figure II.31.

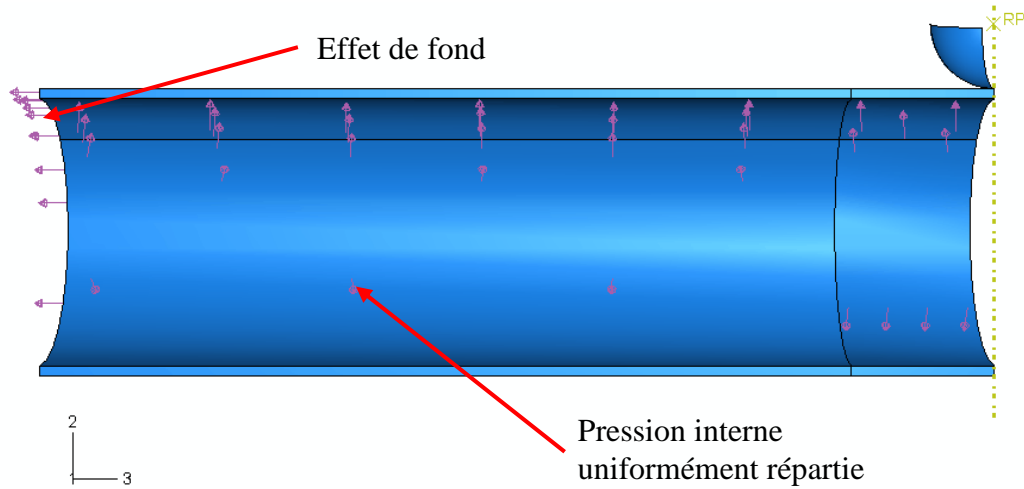


Figure II.31 : Application de la pression interne et de l'effet de fond

II.2.2.1.3 Résultats de simulation de l'essai d'enfoncement tel qu'il est réalisé au laboratoire

La simulation numérique a ici pour but de reproduire les courbes enregistrées lors des essais expérimentaux, à savoir les courbes charge-déplacement et la variation des déformations en fonction de la pression interne mesurée par les jauges.

II.2.2.1.3.1 Courbes charge-déplacement numérique

Les courbes charge-déplacement pour chaque profondeur d'enfoncement ont été préalablement simulées. Elles sont données par la figure II.32

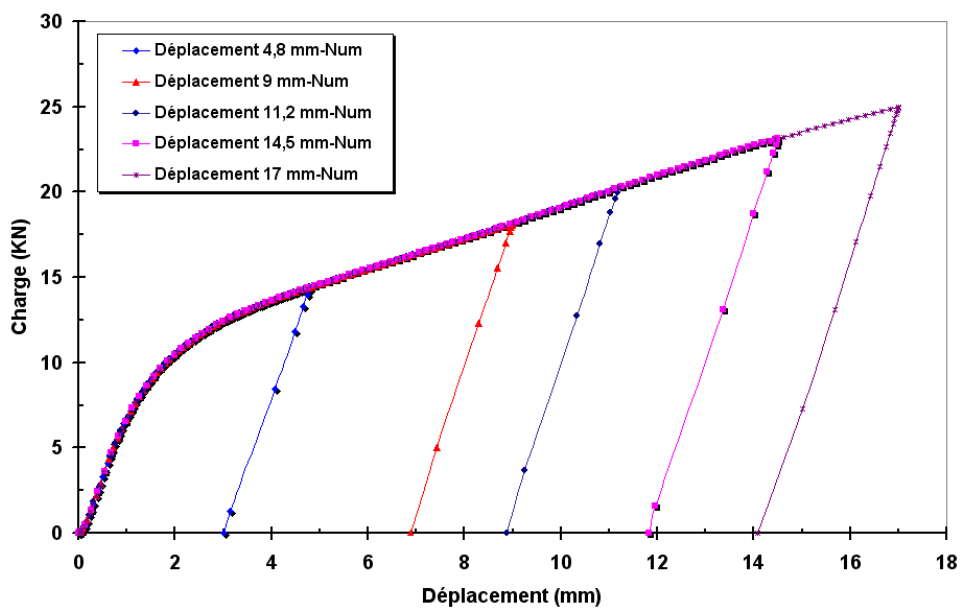


Figure II.32 : Courbes charge-déplacement numériques

La courbe II.32 représente la variation de la charge appliquée en fonction du déplacement de l'indenteur pour les cinq essais d'enfoncement réalisés lors de la première série.

Lors des essais d'éclatement, des jauges extensométriques ont été collées "à proximité" et "loin" des enfoncements (deux réservoirs ont été instrumentés). L'objectif étant de mesurer la variation de la déformation en fonction de la pression interne (Figures II.20, II.21, II.22, II.23 et II.24).

II.2.2.1.3.2 Résultats Numériques par rapport à l'ensemble des jauges des deux réservoirs

Comme on l'a vu précédemment deux réservoirs avec deux profondeurs d'enfoncement différentes (13% D_e et 16 % D_e) ont été instrumentés avec des rosettes 3 D "à proximité" et "loin" des enfoncements. Les déformations longitudinales et circonférentielles à 45° par rapport aux deux axes de mesure circonférentielle et longitudinale ont été relevés aux mêmes endroits où les rosettes sont collées. Des calculs éléments finis ont été réalisés à des fins de comparaison.

i. Résultats Numériques par rapport à R1 (Réservoir 1)

La figure II.33 donne la variation des déformations calculées en fonction de la pression interne enregistrée au même endroit où la rosette R1 a été collée (à proximité de l'enfoncement dans le sens longitudinal du tube).

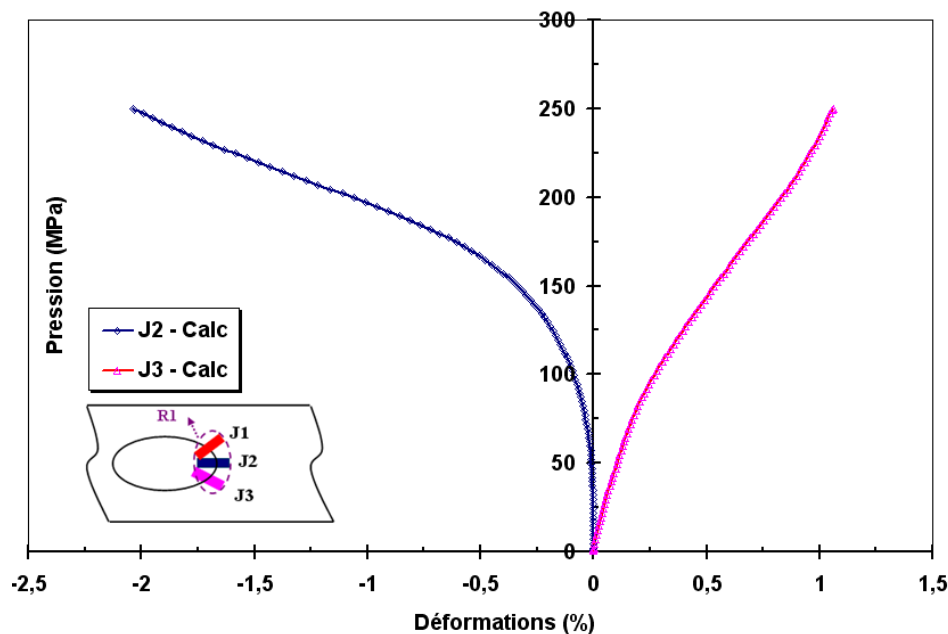


Figure II.33 : Variation des déformations calculées en fonction de la pression interne pour la rosette R1

Sur cette figure, on remarque bien que les déformations longitudinales calculées "à proximité" de la base de l'enfoncement (Courbe J2-Calc) sont négatives pour une pression interne

supérieure ou égale à 60 bars. Au delà de cette pression, la profondeur de l'enfoncement diminue puisque ce dernier est repoussé vers l'extérieur sous l'effet de la pression interne. Ce même comportement a été remarqué sur la mesures des jauges J2 et J11 collées dans le sens longitudinale "à proximité" de la base des enfoncements du premier et deuxième réservoir.

ii. Résultats Numériques par rapport à R2 (Réservoir 1)

Les courbes de la figure II.34 montrent les déformations calculées et relative à la rosette R2 (loin de l'enfoncement).

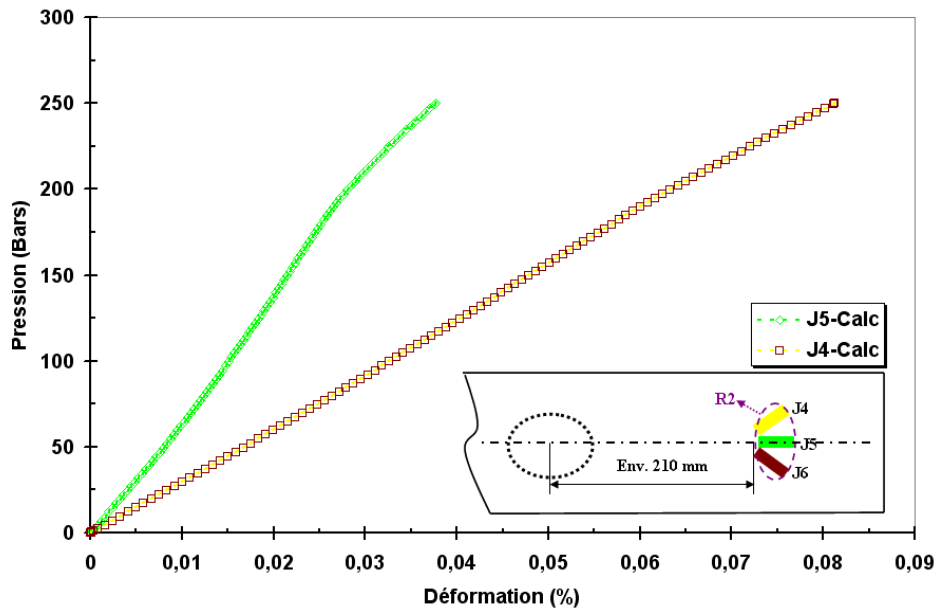


Figure II.34 : Variation des déformations calculée en fonction de la pression interne pour la rosette R2

iii. Résultats Numériques par rapport à R3 (Réservoir 1)

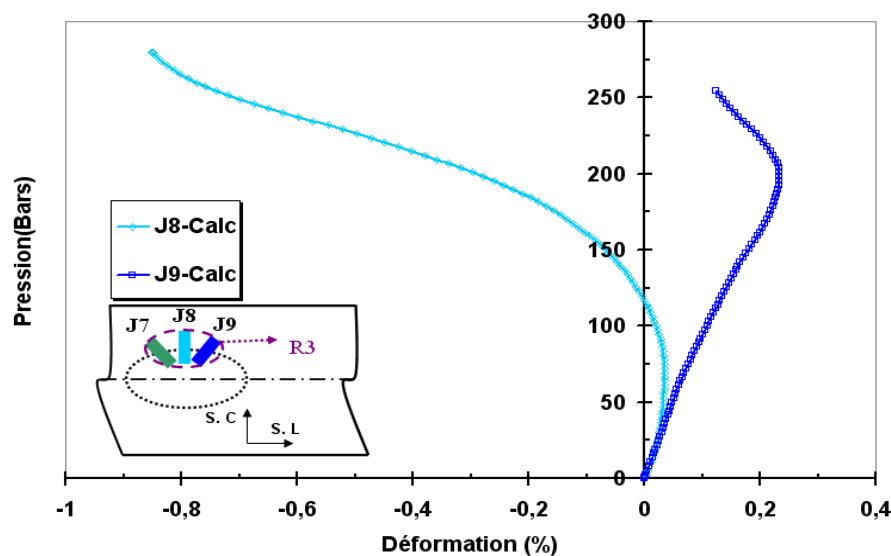


Figure II.35 : Variation des déformations calculée en fonction de la pression interne par rapport à la position de R3

La figure II.35 présente les déformations calculées relative à la rosette à R3 (à proximité de l'enfoncement dans le sens circonférentiel du tube)

iv. Résultats Numériques par rapport à R4 (Réservoir 2)

Un deuxième réservoir avec une profondeur d'enfoncement d'environ 14 mm (16% De) a été instrumenté par deux rosettes 3 D (R4 et R5). Les calculs aux éléments finis ont été réalisés.

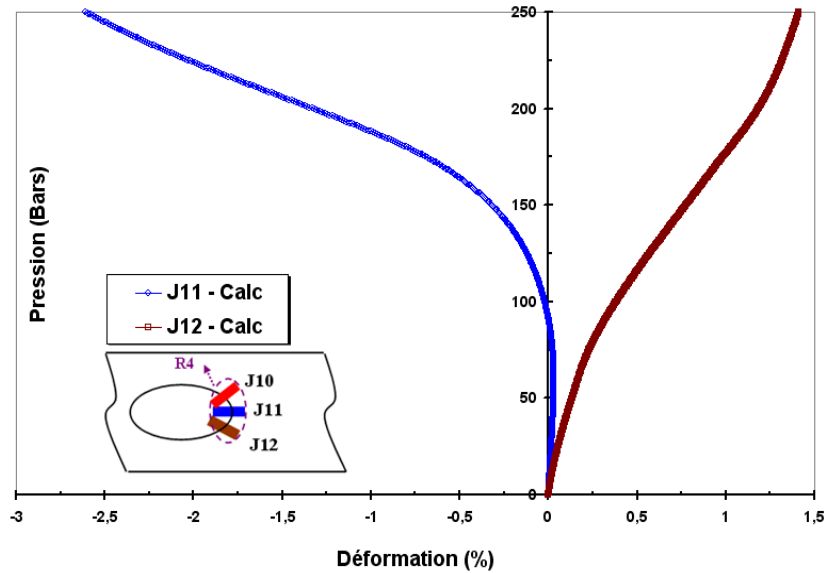


Figure II.36 : Variation des déformations calculée en fonction de la pression interne relative à la rosette R4

Le comportement des déformations calculées relatif à la rosette R4 est similaire de celui de la figure II.33 puisque le calcul aux éléments finis est réalisé dans les mêmes conditions que celui du premier réservoir à l'exception de la profondeur d'enfoncement qui est différente.

v. Résultats numériques relatifs à la rosette R5 (Réservoir 2)

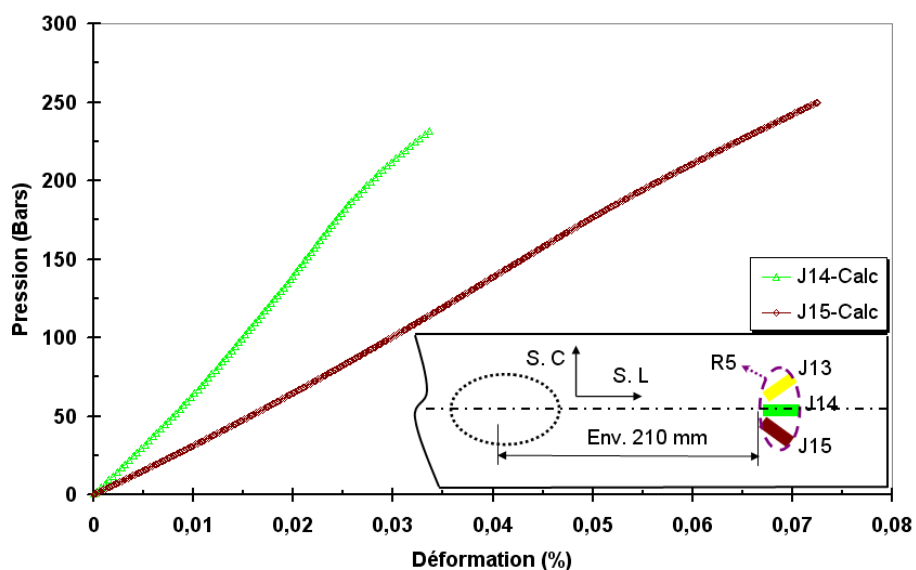


Figure II.37 : Variation des déformations calculée en fonction de la pression interne relative à la rosette R5

II.2.2.1.4 Comparaison des résultats numériques et expérimentaux

La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux débute par une comparaison entre les courbes charge-déplacement expérimentales et numériques et par la suite par la comparaison entre la variation des mesures de déformations en fonction de la pression interne données par les différentes jauges et celles calculées numériquement.

II.2.2.1.4.1 Comparaison courbe charge-déplacement expérimentale et numérique

Les figures II.38.a et II.38.b donne les courbes charge-déplacement numériques comparés à celles obtenues expérimentalement pour les différentes profondeurs d'enfoncement de la première série d'essais.

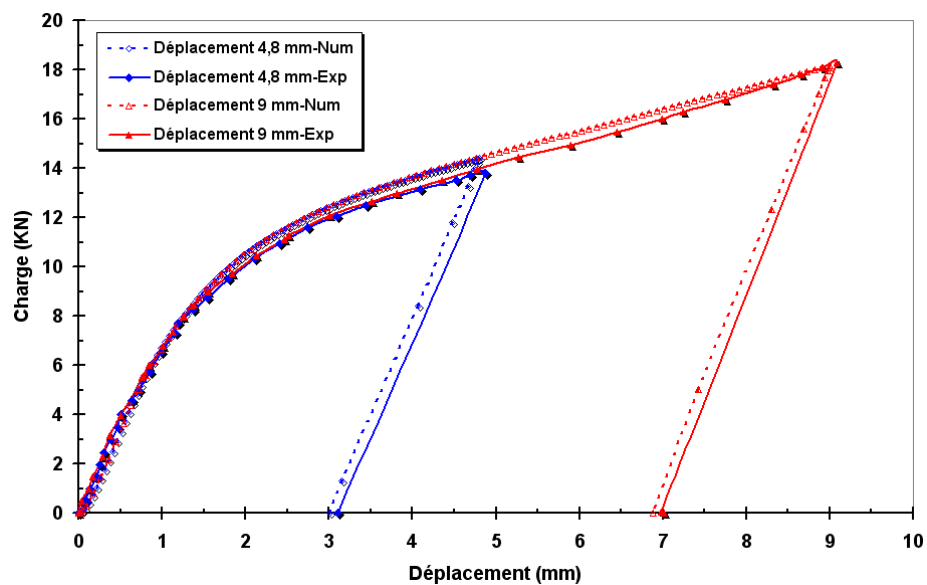


Figure II.38.a : Courbes charge-déplacement pour les réservoirs 1 et 2.

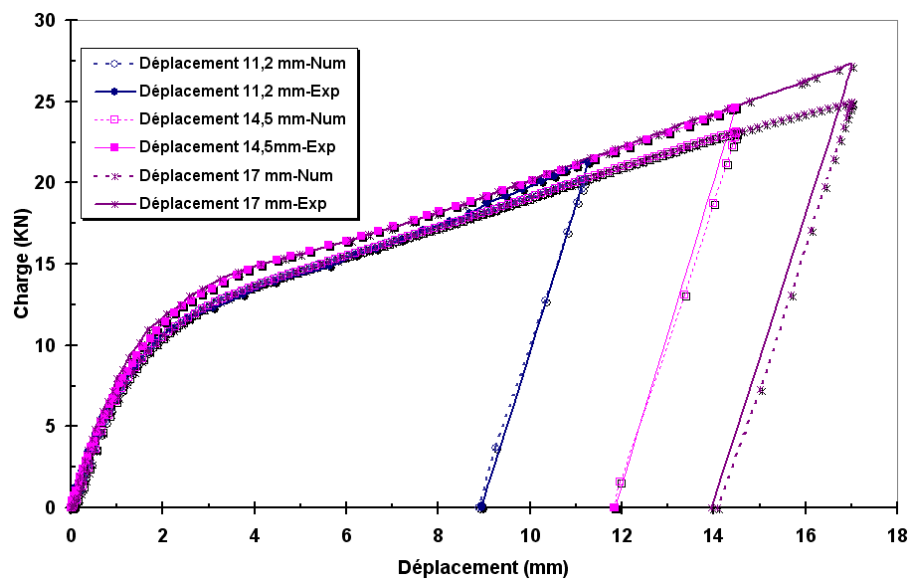


Figure II.38.b : Courbes charge-déplacement pour les réservoirs 3, 4 et 5

Les courbes charge-déplacement présentées sur les figures II.38.a et II.38.b montrent que les résultats expérimentaux sont en bon accord avec les calculs numériques effectués avec le même matériau et pour différentes profondeurs d'enfoncement. L'écart relatif varie entre 1% pour une faible profondeur d'enfoncement et 10% correspondant à un déplacement de 17 mm.

II.2.2.1.4.2 Comparaison calculs et mesures de la rosette R1

Les figures II.39, II.40 et II.41 présentent respectivement les déformations mesurées par les rosettes R1, R2 et R3 et celles obtenues par calcul pour le premier réservoir (voir caractéristiques figure II.17)

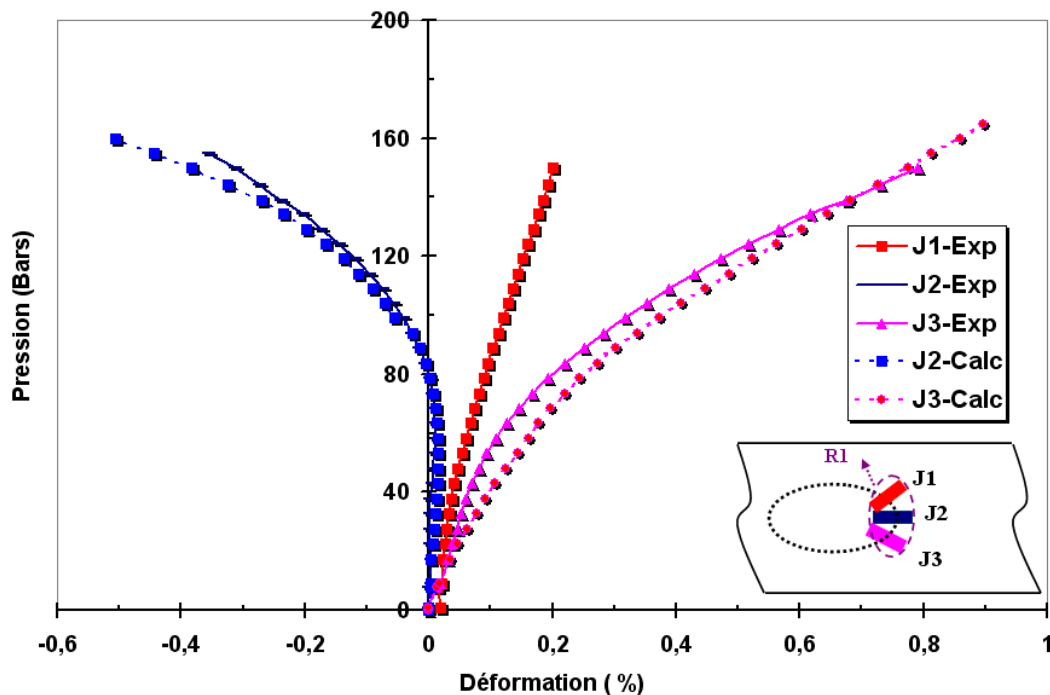


Figure II.39 : Comparaison des déformations numériques et expérimentales de la rosette R1 (Réservoir 1, Profondeur enfoncement ≈ 12 mm ($13\%D_e$), Rosette R1 “à proximité”)

Les déformations mesurées par la rosette R1 et celles obtenues par calcul aux éléments finis données par la figure II.39 montrent bien qu'il y a un bon accord entre les deux études. La déformation calculée par rapport à J1 n'est pas donnée puisque, cette dernière est supposée identique à J3 calculée, car lors de la simulation numérique, un quart du tube à été modélisé. Globalement, on observe une bonne corrélation entre les déformations mesurées et calculées. Néanmoins, on observe qu'il y a une différence entre les mesures données par J1 et J3 cela peut être expliqué par le fait que peut être que l'enfoncement n'est pas parfaitement symétrique.

II.2.2.1.4.3 Comparaison calculs et mesures de la rosette R2

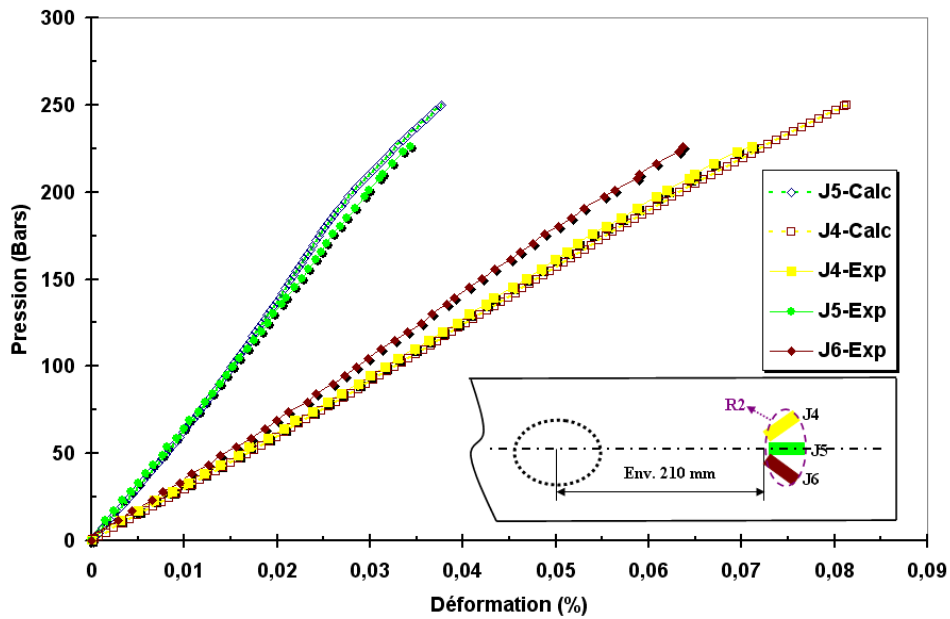


Figure II.40 : Comparaison des déformations numériques et expérimentales de la rosette R2 (Réservoir 1, Profondeur enfoncement ≈ 12 mm ($13\%D_e$), Rosette R2 “éloignée“)

II.2.2.1.4.4 Comparaison calculs et mesures de la rosette R3

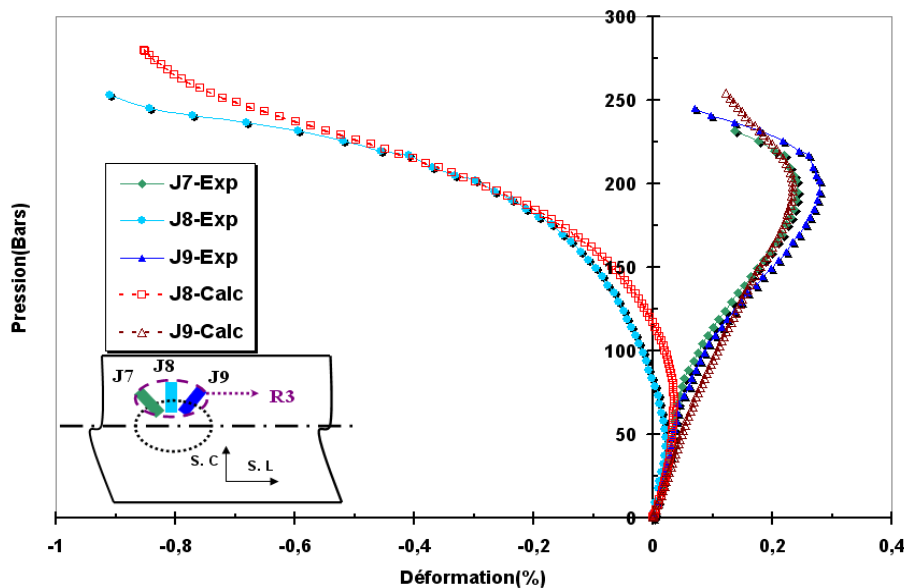


Figure II.41 : Comparaison des déformations calculées et mesurées de R3 (Réservoir 1, Profondeur enfoncement ≈ 12 mm ($13\%D_e$), Rosette R3 “à proximité “)

Les figures II.40 et II.41 montrent bien qu'il y a un bon accord entre les calculs numériques et les mesures expérimentales par rapport aux rosettes R2 et R3 du premier réservoir collées respectivement “loin“ de l'enfoncement dans le sens longitudinal et “à proximité“ de la base de l'enfoncement dans le sens circonférentiel. On remarque un petit écart entre la pression dont laquelle l'enfoncement commence à remonter vers l'extérieur (environ 30 bars). Cela peut être expliqué par la position de J8 prise dans le cas numérique.

II.2.2.1.4.5 Comparaison calculs et mesures de la rosette R4

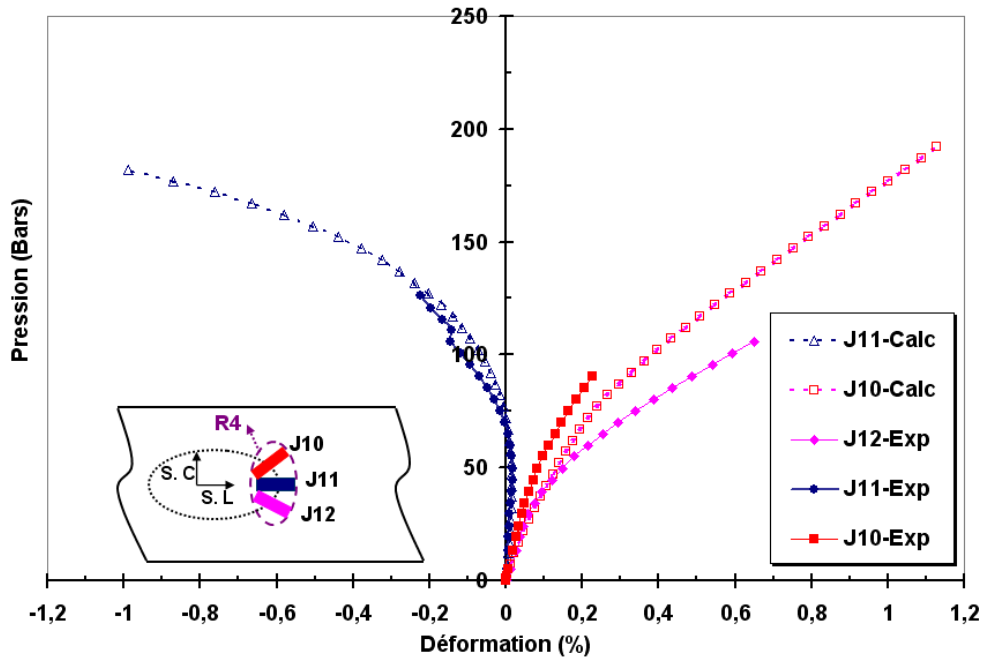


Figure II.42 : Comparaison des déformations calculées et mesurées de la rosette R4 (Réservoir 2, Profondeur enfoncement ≈ 14 mm ($16\%D_e$), Rosette R5 “à proximité”)

II.2.2.1.4.6 Comparaison calculs et mesures de la rosette R5

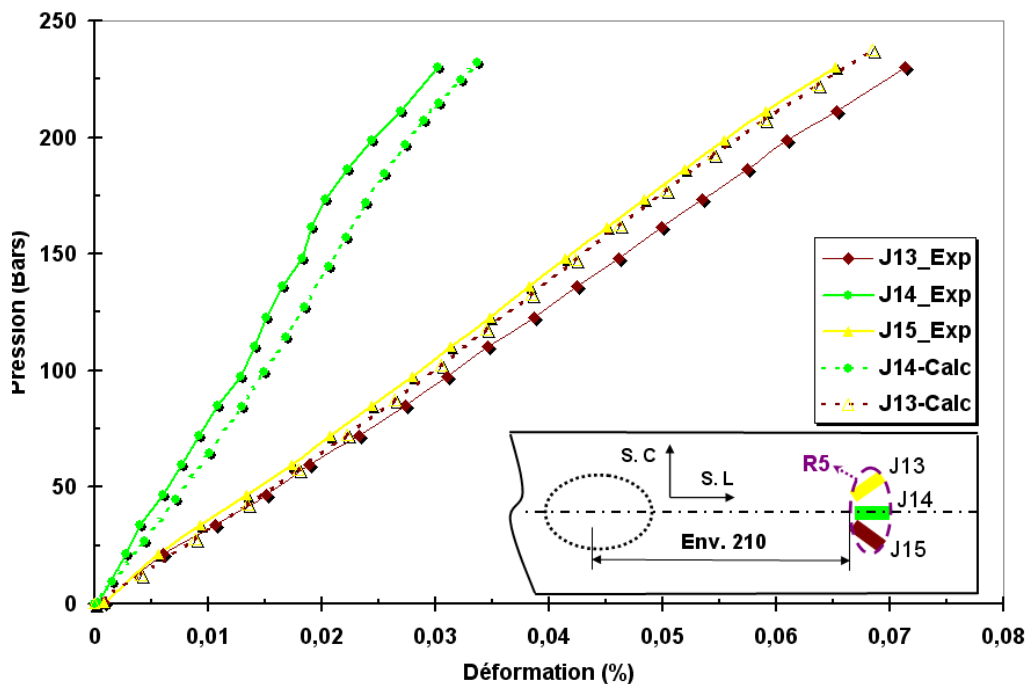


Figure II.43 : Comparaison des déformations calculées et mesurées de la rosette R5 (Réservoir 2, Profondeur enfoncement ≈ 14 mm ($16\%D_e$), Rosette R5 “éloignée”)

Les courbes présentées dans les figures II.42 et II.43 montrent une bonne corrélation entre les calculs numériques et les mesures expérimentales relatives au Rosettes R4 et R5 du deuxième réservoir.

II.2.2.2 Simulation numérique d'un tube enfoncé après palpation

La forme géométrique réelle de l'enfoncement est déterminée en trois étapes :

- **Le palpation** de différentes zones enfoncées à l'aide d'une machine *tridimensionnelle CN FARO*. Cette machine est représentée sur la figure ci-dessous :



Figure II.44 : Machine tridimensionnelle CN FARO

Le palpation de la zone déformée se fait donc en utilisant le bras faro de cette machine qui est muni d'une bille de 3 mm de diamètre.

A l'issue de ce palpation des fichiers de types **“.iges“** sont générés. La figure suivante illustre l'un de ces fichiers.

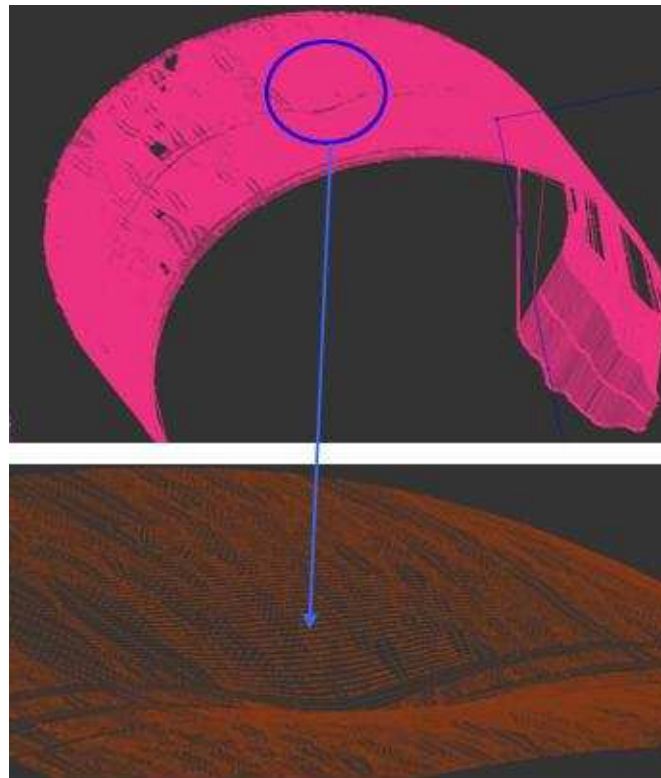


Figure II.45 : Fichier **“.iges“ récupéré après palpation de la zone enfoncée**

Les courbes représentées sur la figure II.45 sont des poly-lignes situées dans des plans espacés de 0.5 mm. Ces courbes (fichiers) sont traitées et reconverties par la suite en surfaces, avant la reconstruction finale par maillage du tube enfoncé (Figure II.46).

➤ **La reconstruction par** maillage du tube enfoncé se fait à partir du fichier “.iges“ récupéré en utilisant le logiciel “HyperMesh“. La figure II.45 montre le résultat obtenu.

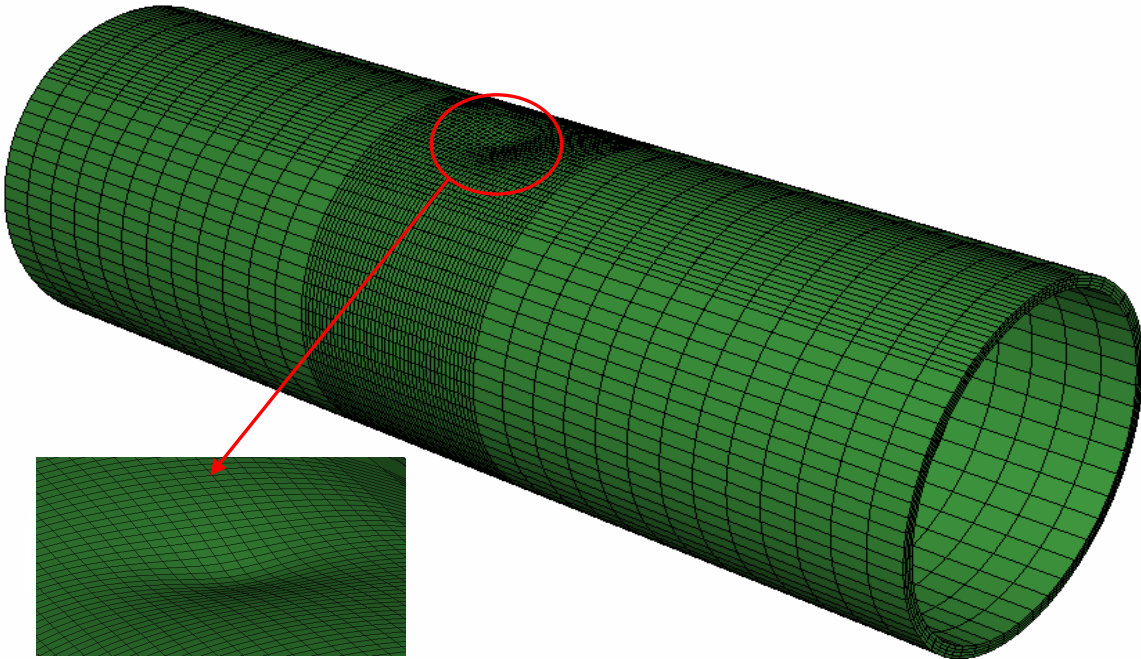


Figure II.46 : Forme du tube enfoncé et maillé réalisé à partir du palpé

➤ **Les calculs** sont réalisés à l'aide du code de calculs éléments fini Abaqus. Les tubes avec enfoncement sont modélisés et maillés sur HyperMesh à partir des fichiers “.iges“ issus du palpé, ce maillage est exporté sur le code de calcul Abaqus.

Tous les calculs sont réalisés en 3D avec les mêmes conditions utilisées lors de la simulation numérique de l'essai d'enfoncement. Pour des raisons de symétrie un quart de tube à été simulé.

Les résultats de calcul sont donnés pour le tube ayant un enfoncement de 14 mm de profondeur (env. 16% D_e). Ils sont comparés à ceux donnés par la même profondeur d'enfoncement.

Les courbes représentées ci-après donnent la variation des déformations longitudinales et circonférentielles à 45° par rapport aux directions principales en fonction de la pression interne du tube.

II.2.2.2.1 Comparaison des déformations calculées "à proximité" de l'enfoncement

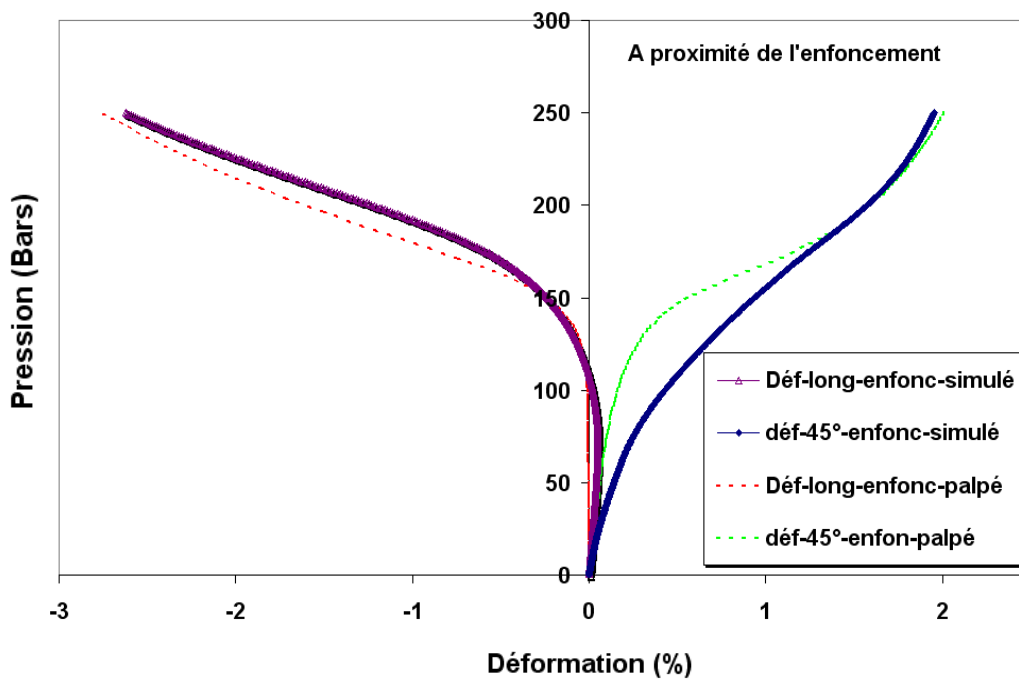


Figure II.47 : Variation des déformations en fonction de la pression interne "à proximité" du défaut : comparaison des résultats numériques dans le cas d'un enfoncement simulé et d'un enfoncement palpé

II.2.2.2.2 Comparaison des déformations calculées "loin" de l'enfoncement

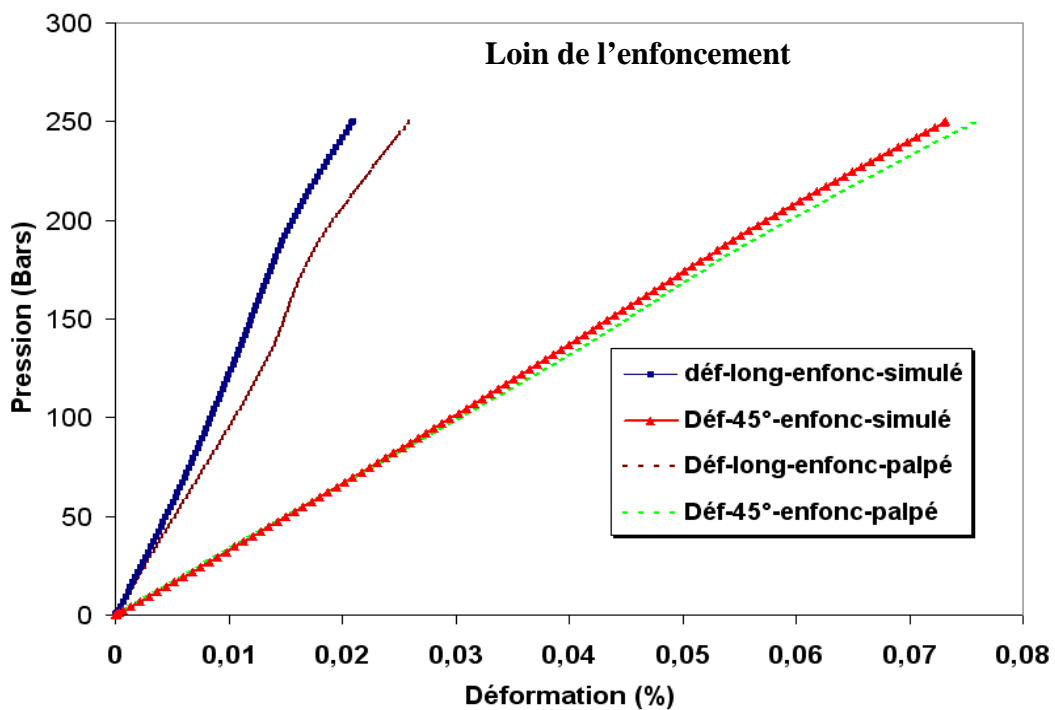


Figure II.48 : Variation des déformations en fonction de la pression interne "loin" du défaut: comparaison des résultats numériques dans le cas d'un enfoncement simulé et d'un enfoncement palpé

Les résultats présentés sur les deux courbes (Figure II.47 et Figure II.48) pour les déformations longitudinales et circonférentielles à 45° dans le cas d'un enfoncement simulé et d'un enfoncement palpé sont très proches. L'écart maximum est d'environ 10 % malgré le fait que le palpé des zones enfoncées ne permet pas d'estimer correctement la profondeur de l'enfoncement et ne prend pas en considération les contraintes internes introduites par l'outil. On a constaté, pour un déplacement maximum de l'indenteur de 17 mm (profondeur enfoncement \approx 14 mm après retour élastique), qu'il y a une différence de profondeur d'environ 3 mm entre la profondeur obtenue après palpé et celle donnée par la simulation numérique de l'essai d'enfoncement.

La comparaison des deux déformées est donnée sur la figure suivante :

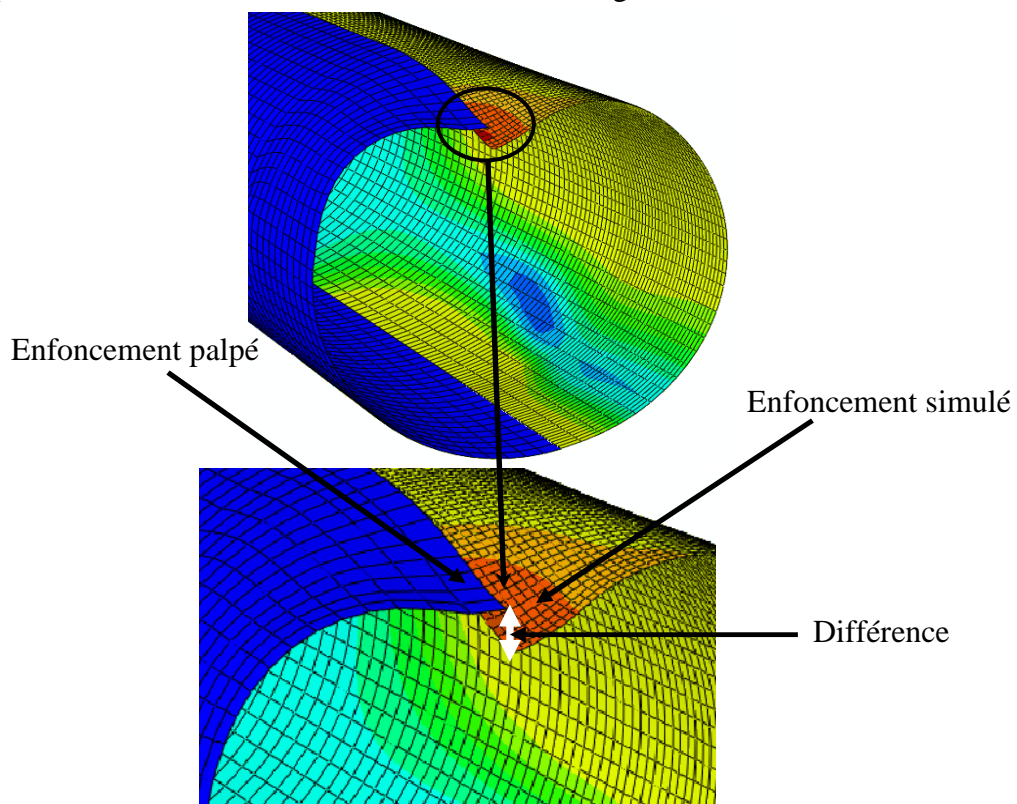


Figure II.49 : Comparaison entre les géométries d'un enfoncement déterminées par palpé et simulation numérique.

En plus de la différence constatée sur la profondeur d'enfoncement par rapport à la première méthode, nous avons remarqué aussi qu'à l'issue du palpé, les contraintes résiduelles ne sont pas prises en compte.

Autrement dit, lorsqu'on enfonce, il y a des contraintes résiduelles qui sont introduites et comme le palpé permet seulement de récupérer la géométrie superficielle de l'enfoncement, ces dernières ne sont pas prises en compte lors des calculs numériques. Pour ces deux raisons, la méthode du palpé a été écartée.

II.3 Prévission et modélisation de la rupture des tubes enfoncés et mise sous pression

Lors de la réalisation des enfoncements sur des tubes métalliques et leur mise sous pression interne par la suite, on cherche à caractériser et contrôler l'endommagement et la rupture de la structure. Les essais d'enfoncement sont très proches d'un procédé de mise en forme qui est l'emboutissage. Plusieurs critères ont été proposés pour prédire la rupture ductile lors des procédés de mise en forme. La majorité d'entre eux ont été déduits de travaux expérimentaux et ont un champ d'utilisation limité.

En fait, le phénomène de rupture n'apparaît pas dans les équations classiques de la mécanique. Celles-ci décrivent bien :

- La compatibilité, l'incompressibilité et l'équilibre,
- L'écoulement du métal ou relation entre l'évolution des contraintes et des déformations, loi de normalité par exemple.
- L'écrouissage ou évolution des propriétés mécaniques du métal au cours de la déformation.

Cependant, toutes ces lois n'ont pas de bornes; aucune ne contient l'information qui permet de prévoir la rupture.

Afin de résoudre partiellement ce problème, différentes approches sont proposées. On peut distinguer quatre classes différentes [7] :

- (i) Critères de rupture ductile ne faisant pas intervenir l'endommagement. Il s'agit essentiellement d'approches macroscopiques traduites sous forme de courbes limites ou d'approches globales.
- (ii) Critères de rupture ductile faisant intervenir l'endommagement sous une forme simplifiée. L'influence des grandeurs mécaniques est introduite de façon intuitive à partir des observations expérimentales. Les bases physiques quantitatives n'existent pas.
- (iii) Critères de rupture ductile faisant intervenir explicitement l'endommagement du matériau pas le biais de considérations géométriques ou mécaniques concernant les microcavités et la matrice environnante. Les bases physiques existent.
- (iv) La quatrième et dernière approche est l'approche globale par la plasticité des milieux poreux couplée à un critère de rupture, d'instabilité locale, ou plus exactement, de ruine de la matière par effondrement ou évanouissement des propriétés mécaniques.

II.3.1 Utilisation d'un critère de rupture ductile

Dans notre cas, nous avons proposé d'utiliser la seconde approche, puisque son utilisation est très fréquente pour les problèmes de mise en forme.

L'évolution de l'endommagement est alors gouvernée par une fonction mathématique dépendant de l'histoire des contraintes et des déformations du matériau. La forme générale de cette fonction est la suivante :

$$I = \int_0^{\varepsilon_{eq}} f(\sigma, \varepsilon_{eq}, \dots) d\varepsilon_{eq} \quad (\text{II.1})$$

où σ représente le tenseur des contraintes de Cauchy et ε_{eq} la déformation plastique équivalente. Lorsque la variable d'endommagement I atteint une valeur critique, notée I_c , une fissure macroscopique apparaît.

D'un point de vue pratique, cette approche est particulièrement intéressante. En effet, elle nécessite peu d'essais pour l'identification des paramètres du matériau associé au modèle et d'autre part elle peut être facilement intégrée dans un code de calcul par éléments finis.

Sous cette forme, les critères de cette classe présentent les avantages de s'exprimer en termes de déformation, de tenir compte de l'effet de triaxialité des contraintes et d'être fonction du chemin de déformation suivi.

Parmi ces critères, on note : le critère de Latham et Cokcroft [8], le critère d'Oyane et al. [9], le critère de Clift et al. [10], le critère de Brozzo et al. [11] ...etc.

Le critère de rupture retenu pour notre étude en raison du nombre réduit de constantes, est celui proposé par Oyane et al. [8] qui est donné par l'équation suivante :

$$\int_0^{\bar{\varepsilon}_r} \left(C_1 + \frac{\sigma_m}{\bar{\sigma}} \right) d\bar{\varepsilon} = C_2 \quad (\text{II.2})$$

Avec $\bar{\varepsilon}_r$ est la déformation plastique équivalente lorsque la rupture aura lieu,

σ_m est la contrainte hydrostatique (moyenne),

$\bar{\sigma}$ est la contrainte équivalente de Von Mises,

$d\bar{\varepsilon}$ est l'incrément de la déformation plastique équivalente,

C_1 et C_2 sont deux constantes caractéristiques du matériau.

Ce même critère de rupture peut être reformulé comme suit :

$$\frac{1}{C_2} \int_0^{\bar{\varepsilon}_r} \left(C_1 + \frac{\sigma_m}{\sigma} \right) d\bar{\varepsilon} = 1 \quad (\text{II.3})$$

La rupture aura lieu lorsque le critère atteint la valeur **unitaire**.

Pour déterminer les deux constantes C_1 et C_2 de l'équation (II.3), deux essais mécaniques sont nécessaires [12, 13] : un essai de traction uniaxial et un essai de traction en déformations planes (reproduire le cas d'une déformation plane).

La constante C_2 est déterminé tout simplement en faisant un essai de traction uniaxial, car elle représente en réalité la déformation à rupture du matériau.

Pour déterminer la constante C_1 , donc il faut faire un essai de traction en déformations planes. Pour différents raisons (géométrie et épaisseur du tube), cet essai sera matériellement impossible à réaliser. Il sera donc simulé par le code de calculs par éléments finis Abaqus.

II.3.2 Identification des constantes “ C_1 ” et “ C_2 ” du critère d'Oyane.

Comme on l'a mentionné dans le paragraphe précédent, la constante “ C_2 ” est déterminé directement par un essai de traction uniaxial car elle représente l'allongement à rupture du matériau. Par contre, la constante “ C_1 ” est déterminée par une simulation numérique d'un essai de traction en déformations planes.

Pour un acier doux de type **SPCC**, deux caractérisations différentes ont été faites par d'autres auteurs [12, 13].

Les données caractéristiques de cette nuance sont données dans le tableau suivant :

Première caractérisation [12]		Deuxième caractérisation [13]	
Limite d'élasticité(MPa)	355	Limite d'élasticité (MPa)	346
Valeur de la constante “ C_1 ” du critère de rupture ductile d'Oyane	0.057	Valeur de la constante “ C_1 ” du critère de rupture ductile d'Oyane	-0.043
Valeur de la constante “ C_2 ” du critère de rupture ductile d'Oyane	0.29	Valeur de la constante “ C_2 ” du critère de rupture ductile d'Oyane	0.22

Tableau II.7 : Caractérisation de la nuance SPCC selon [12, 13]

La déformation plastique à rupture dans le cas d'un essai de traction en déformations planes est environ de 50% inférieure à la déformation plastique à rupture dans le cas d'une traction uniaxiale pour l'acier doux de type SPCC [11, 12].

Dans notre cas, nous avons proposés de faire une simulation numérique d'un essai de traction en déformations planes avec quatre conditions d'arrêt de la déformation à rupture (traction en déformations planes) :

- une valeur de la déformation à rupture égale à 55% de la déformation à rupture obtenu lors de l'essai de traction uniaxiale,
- une valeur de la déformation à rupture égale à 50% de la déformation à rupture obtenu lors de l'essai de traction uniaxiale (valeur de référence),
- une valeur de la déformation à rupture égale à 45% de la déformation à rupture obtenu lors de l'essai de traction uniaxiale,
- une valeur de la déformation à rupture égale à 40% de la déformation à rupture obtenu lors de l'essai de traction uniaxiale (valeur de référence).

II.3.2.1 Simulation numérique d'un essai de traction en déformations planes

La simulation numérique d'un essai de traction **en déformations planes** se fait dans le but d'identifier la constante " C_1 " du critère de rupture d'Oyane donnée par l'équation (II.3).

La géométrie de l'éprouvette de traction simulée est identique à celle utilisée dans le cas des essais de traction uniaxiale (le lecteur peut se référer au chapitre II pour revoir ces dimensions). Pour des raisons de symétrie, un quart d'éprouvette a été simulé, Les conditions de symétrie correspondantes ont été imposées.

La loi de comportement utilisée est celle donnée par la figure II.28.

Les tableaux II.8.a et II.8.b montrent les différentes simulations pour les quatre identifications.

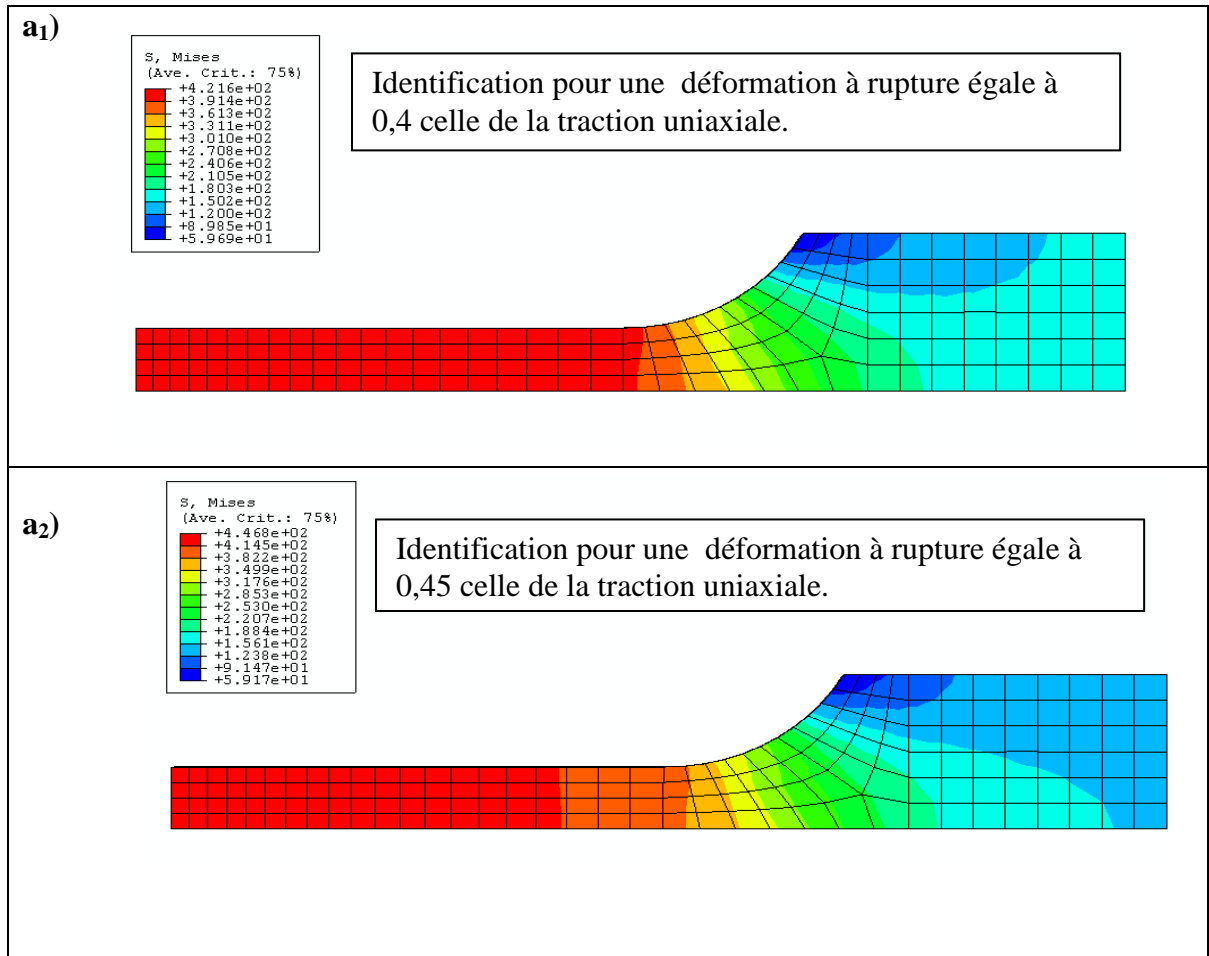


Tableau II.8.a : Simulation numérique d'un essai de traction en déformations planes : Identification pour une déformation à rupture égale à 0,40 et 0.45 celle de la traction uniaxial

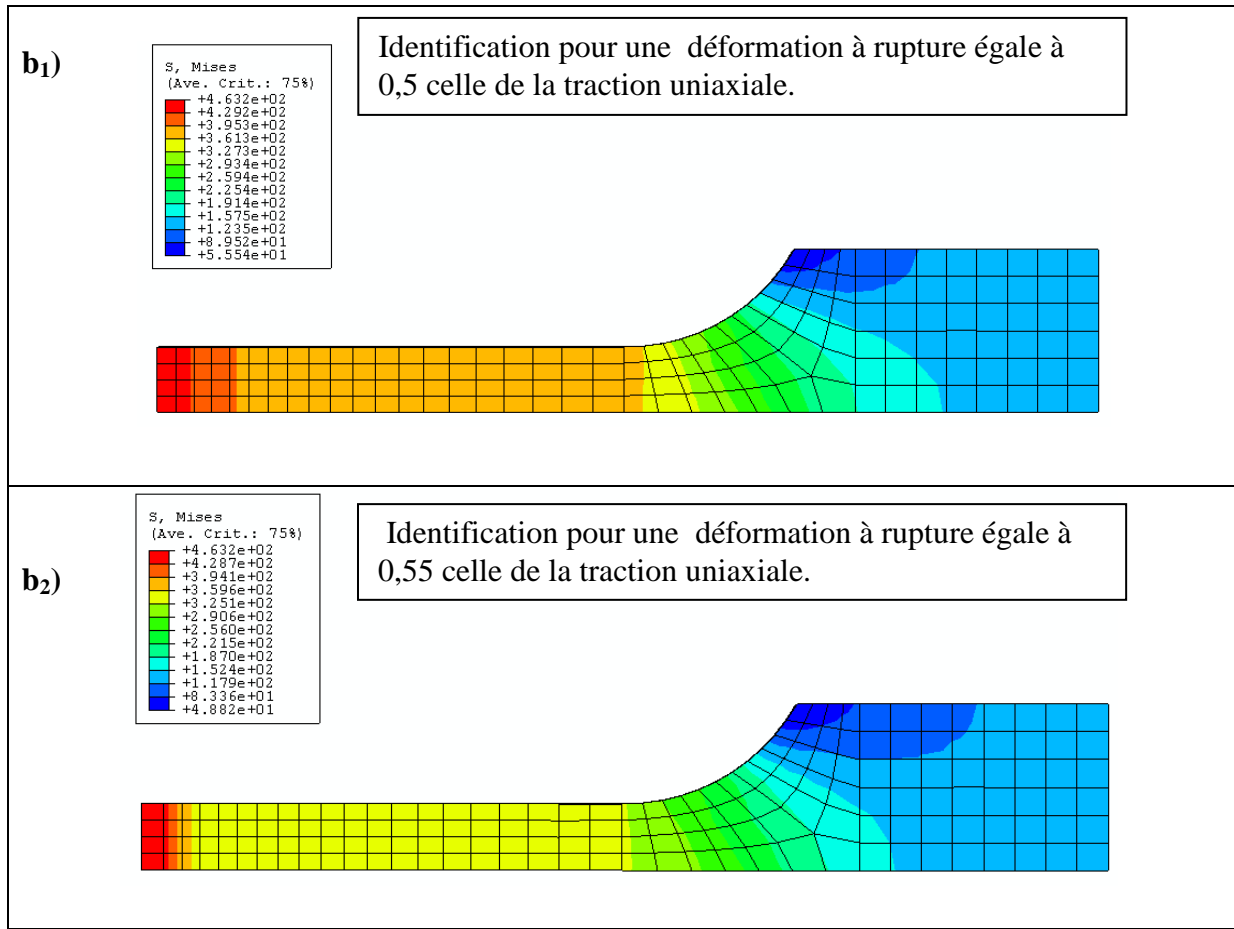


Tableau II.8.b : Simulation numérique d’un essai de traction en déformations planes : Identification pour une déformation à rupture égale à 0,50 et 0.55 celle de la traction uniaxial

Les résultats de la simulation numérique pour les quatre chargements indiquent que le calcul par éléments finis fait pour une déformation à rupture égale à 0,4 celle de la traction uniaxial conduit à une contrainte équivalente de Von mises qui n’atteint pas la résistance à rupture du matériau donnée dans le tableau II.6. On retiendra donc les valeurs supérieures.

La constante “ C_1 ” du critère d’Oyane est donnée dans le tableau II.9 pour les trois autres cas. Les chargements effectués sont établies par rapport à la valeur de référence dans le cas de la traction uniaxial qui est égale 30% (allongement).

Chargement	55%	50%	45%
Valeur de la constante “ C_1 ”	0.227	-0.0447	-0.172

Tableau II.9 : Valeurs de la constante “ C_1 ” du critère d’Oyane

Pour notre étude, puisque on ne connaît pas la déformation à rupture du matériau étudié déterminée expérimentalement, on testera les trois identifications de la constante “ C_1 ”.

II.3.2.2 Prédiction de la rupture d'une canalisation enfoncée soumise à une pression interne

Le critère de rupture d'Oyane a été introduit dans le code de calcul par éléments fins Abaqus pour prédire l'endommagement et la rupture d'un tube lors de la réalisation des enfoncements et au cours de la mise sous pression interne.

Les résultats des calculs par éléments finis sont donnés sous forme de courbes de variation de la valeur maximale du critère en fonction de la profondeur de chaque l'enfoncement.

La figure II.50 présente la variation du critère de rupture ductile d'Oyane en fonction de la profondeur de l'enfoncement avant la mise sous pression des réservoirs (durant la simulation numérique de l'essai d'enfoncement).

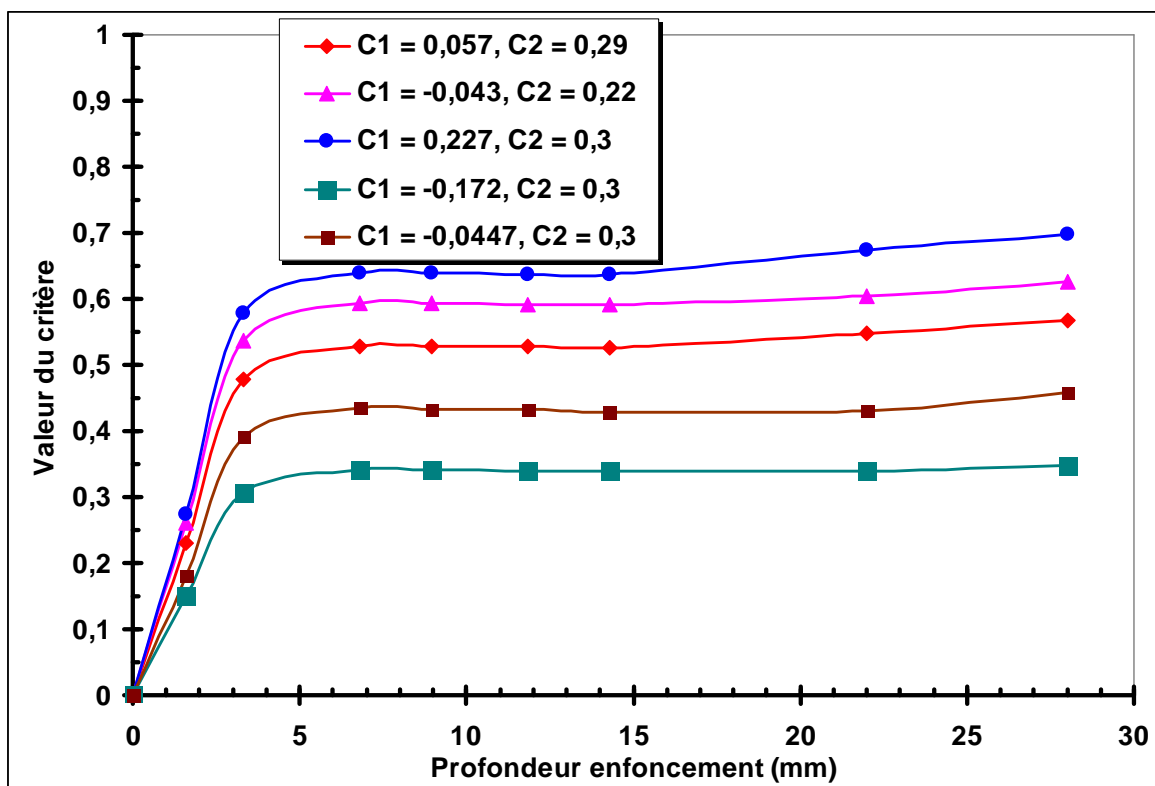


Figure II.50 : Evolution du critère d'Oyane en fonction de la profondeur d'enfoncement avant la mise sous pression du tube.

D'après les courbes de figures II.50, on voit bien que le critère de rupture ductile d'Oyane n'atteint jamais la valeur critique qui doit être égale à 1 et ce pour des profondeurs d'enfoncement allant jusqu'à environ 28 mm (environ 30% D_e).

La deuxième remarque qui peut être faite est que le critère atteint une valeur maximum pour une profondeur proche de 8 mm et se stabilise par la suite sur un palier.

La variation de la valeur maximale du critère d'Oyane en fonction de la profondeur d'enfoncement a été suivie aussi au cours de la mise sous pression des réservoirs. Les résultats sont donnés par la figure II.51

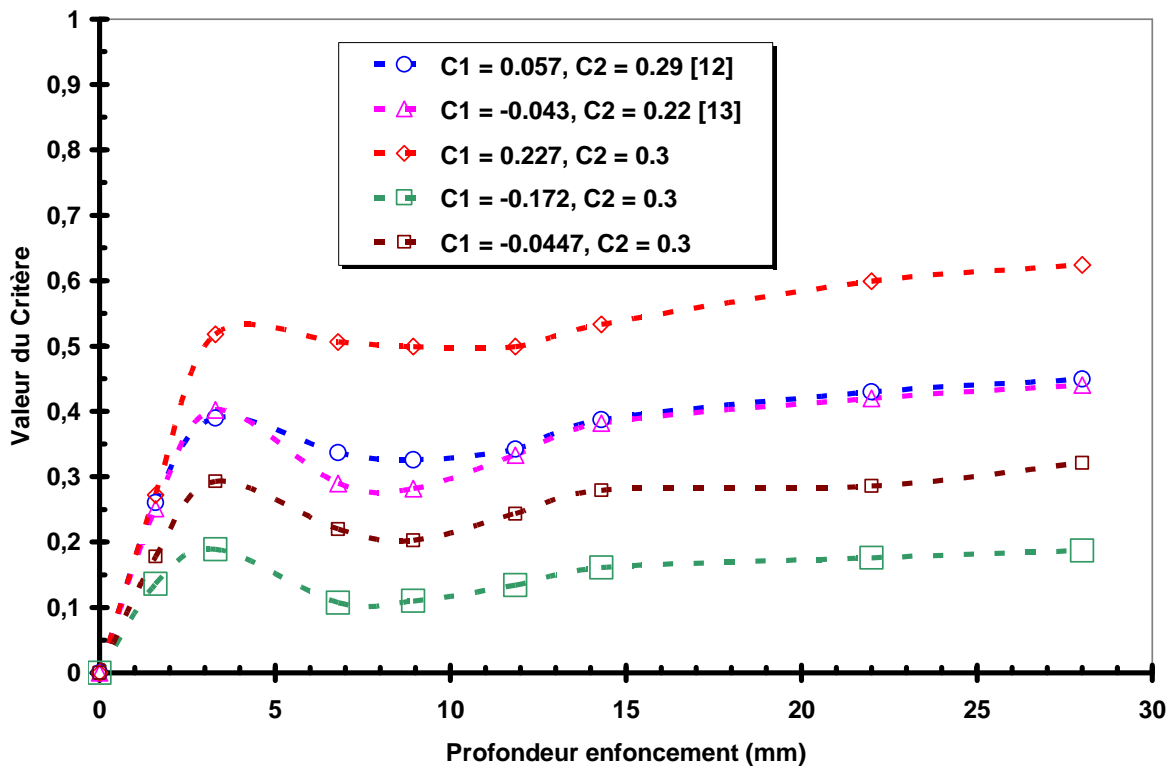


Figure II.51 : Evolution du critère d'Oyane en fonction de la profondeur d'enfoncement après la mise sous pression du tube

On remarque bien aussi dans ce cas que la valeur maximale du critère d'Oyane n'atteint jamais la valeur critique égale à l'unité.

En résumé, lorsqu'on enfonce les réservoirs avec un indenteur sphérique d'une profondeur allant jusqu'au 28 mm (env. 30% D_e), le matériau ne sera pas rompu puisqu'on n'atteint pas la valeur critique du critère, ce que nous constatons expérimentalement.

La comparaison entre l'évolution du critère au cours de l'enfoncement des réservoirs et après la mise sous pression interne de ces derniers est donnée dans les courbes des figures II.52 :

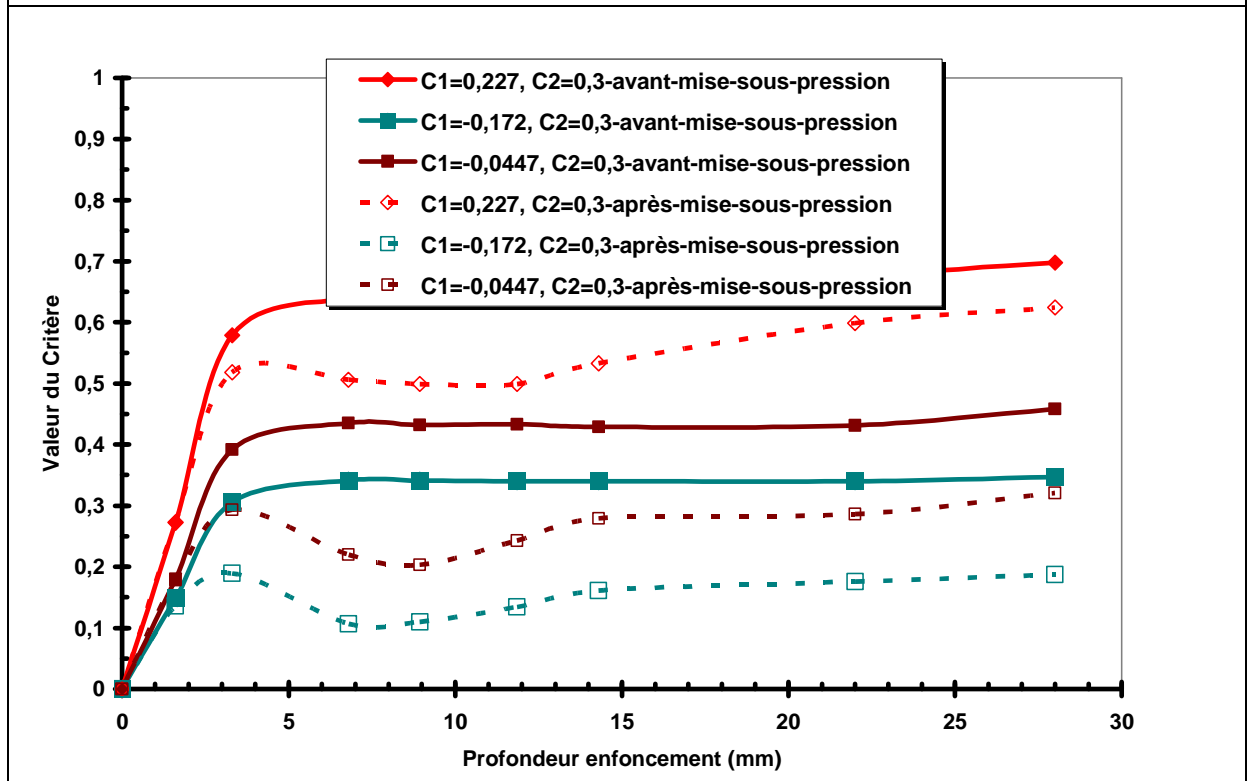
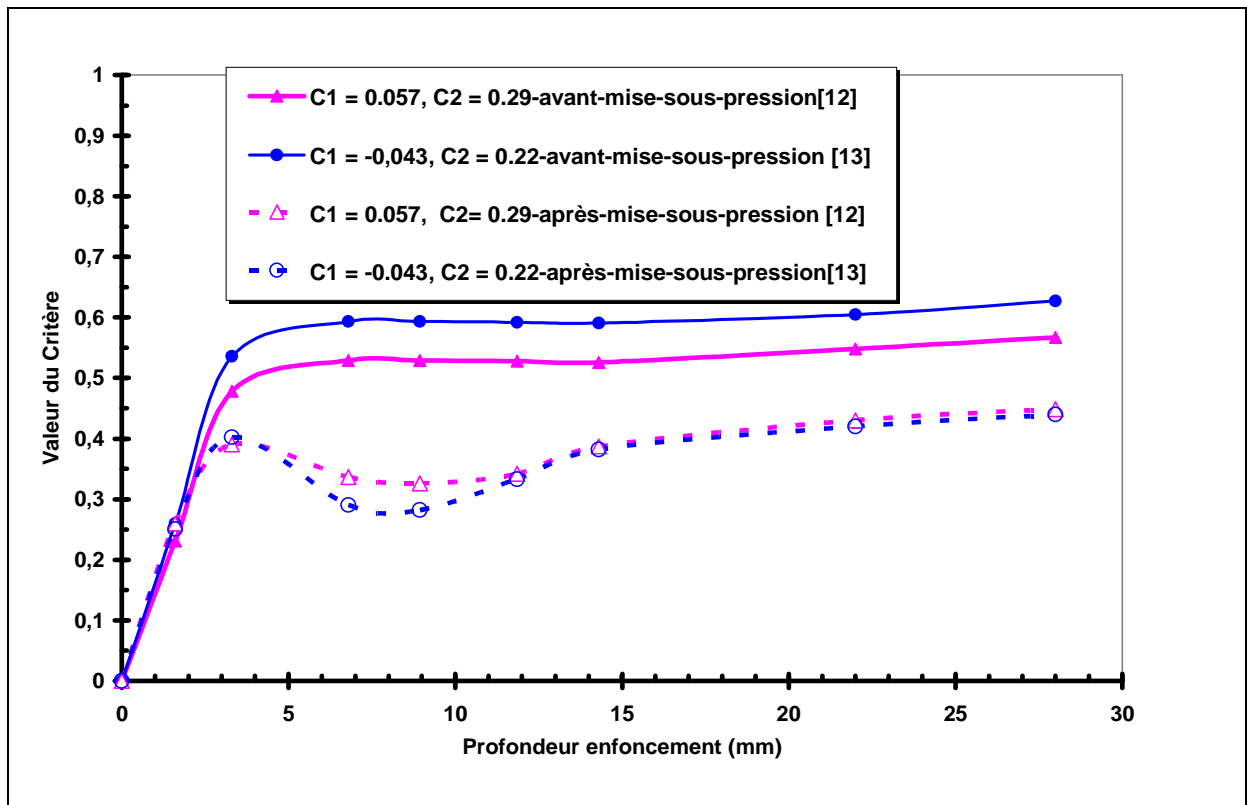


Figure II.52 : Comparaison de la valeur maximale du critère d'Oyane avant et après la mise sous pression du réservoir enfoncé

Les courbes représentées sur la figure II.52 montrent bien que la valeur maximale du critère de rupture d'Oyane diminue après la mise sous pression des réservoirs pour des profondeurs d'enfoncement allant jusqu'à 28 mm (env. 30% D_e).

Le tableau II.10 résume les différentes valeurs du critère d'Oyane enregistrées à la fin du premier pas (durant l'enfoncement du tube) et après la mise sous pression interne de ce dernier.

Valeur des constantes	C1=0,057	C2=0,29	C1=-0,043	C2=0,22	C1=0,227	C2=0,3	C1=-0,172	C2=0,3	C1=-0,0447	C2=0,3
Profondeur de l'enfoncement (mm)	Valeur max du critère avant mise sous pression	Valeur max du critère après mise sous pression	Valeur max du critère avant mise sous pression	Valeur max du critère après mise sous pression	Valeur max du critère avant mise sous pression	Valeur max du critère après mise sous pression	Valeur max du critère avant mise sous pression	Valeur max du critère après mise sous pression	Valeur max du critère avant mise sous pression	Valeur max du critère après mise sous pression
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1,6	0,231	0,26	0,26	0,251	0,273	0,272	0,149	0,136	0,18	0,178
3,3	0,478	0,39	0,536	0,402	0,579	0,518	0,306	0,189	0,392	0,293
6,8	0,529	0,337	0,593	0,29	0,639	0,506	0,341	0,107	0,435	0,22
8,94	0,529	0,326	0,593	0,282	0,639	0,499	0,341	0,11	0,432	0,203
11,85	0,528	0,342	0,592	0,333	0,638	0,499	0,34	0,134	0,433	0,243
14,3	0,526	0,387	0,591	0,382	0,637	0,533	0,34	0,161	0,429	0,279
22	0,548	0,43	0,605	0,42	0,675	0,599	0,34	0,176	0,431	0,286
28	0,567	0,449	0,627	0,44	0,698	0,624	0,347	0,187	0,458	0,321

Tableau II.10 : Critère d'Oyane enregistré avant et après la mise sous pression pour différentes profondeurs d'enfoncement

L'évolution du critère de rupture ductile d'Oyane a été suivie aussi en fonction du temps durant les trois étapes de calcul. elle est donnée par la courbe de la figure II.53 pour $C_1 = -0,17$ et $C_2 = 0,3$

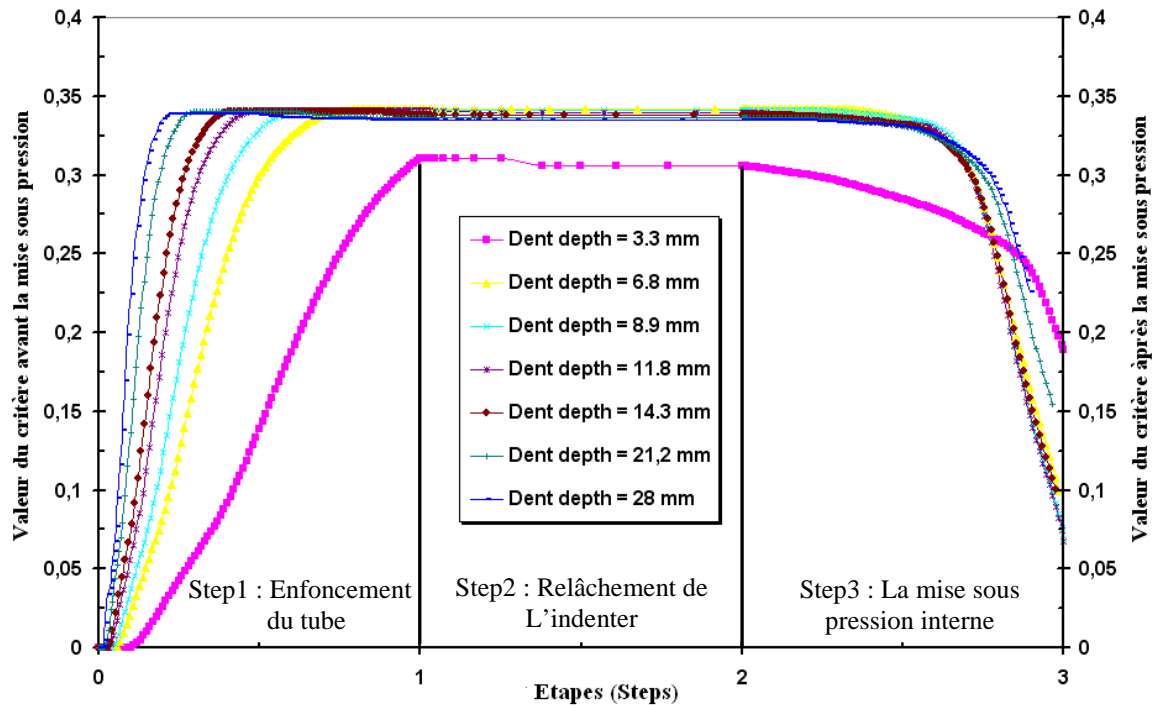


Figure II.53 : Evolution de la valeur maximale du critère d'Oyane durant les trois étapes de calcul

D'après les courbes de la figure II.53, on remarque bien que ces dernières se composent de trois zones :

Une première zone traduisant une augmentation linéaire du critère de rupture où on constate bien que plus l'enfoncement est profond, plus tôt le maximum du critère est atteint.

Une deuxième zone correspondant à la stabilisation du critère

Une troisième zone où la valeur du critère diminue sous l'effet de la pression interne ce qui peut se traduire par le fait que l'enfoncement est poussé vers l'extérieur par la pression interne.

Il est à noter que les mêmes types de courbes que celle de la figure II.53 sont obtenues par les autres valeurs de constantes d'Oyane.

II.4 Conclusion du chapitre II

Le comportement d'un réservoir enfoncé soumis à une pression interne a été étudié. Avant de débiter notre étude, nous avons caractérisé expérimentalement la nuance A37 (TU 37b). L'étude de la microstructure de cette nuance a montré que cette dernière possède une microstructure ferrito-perlitique à domination ferritique.

Les essais d'éclatement réalisés sur des réservoirs enfoncés par un indenteur sphérique en statique pour des profondeurs d'enfoncement allant de 4% à 28 % D_e ont montré que ces enfoncements n'affectent pas la pression d'éclatement du tube puisque toutes les ruptures ont eu lieu dans des zones éloignées par rapport à l'endroit où se trouvent ces enfoncements.

Les résultats des essais d'éclatement des différents réservoirs ont été appuyés par une implémentation du critère de rupture ductile d'Oyane que nous avons proposé, dans le code de calcul par éléments finis Abaqus. Les calculs par éléments finis réalisés ont montré que la valeur du critère n'atteint jamais sa valeur critique et cela pour une profondeur d'enfoncement allant jusqu'à 28 mm (environ 30% D_e).

Enfin, nous pouvons dire que sous l'effet de la pression interne, les réservoirs de faibles diamètres et de faibles épaisseurs enfoncés en statique par un indenteur rigide de forme sphérique, se comportent finalement comme des réservoirs lisses, sans défaut.

II.5 Références bibliographiques du chapitre II

- [1] **D. G. Jones**, "The Significance of Mechanical Damage in Pipelines," 3R International, 21, Jahrgang, Heft, 1982.
- [2] **A. K. Escoe**, "Piping and Pipelines assessment guide, Volume I", British Library Cataloguing-in-Publication Data, ELSEVIER 2006.
- [3] **NF A 03-001, NF EN 10002-1**, " Essai de traction ", Partie 1 : Méthode d'essai à la température ambiante, AFNOR 1990.
- [4] **NACE Standard TM 0284-03**. "Evaluation of Pipeline Steels for Resistance to Stepwise Cracking", NACE Int., Houston Texas, USA, 2003.
- [5] **M. Hadj Meliani**, Approche globale à deux paramètres: estimation des contraintes de confinement dans les structures portant des entailles, thèse de doctorat, université de Metz, Mars 2009.
- [6] **Vishay**, Strain gauges and sensor for test & measurement. Catalogue gauges Vishay.
- [7] **F. Montheillet, F. Moussy**, "Physique et mécanique de l'endommagement", Université de McGill, Montréal, Québec, Canada, Livre 258p, 1986.
- [8] **M. G. Cockroft, D. J. Latham**, "Ductility and the workability of metals", J. Inst. Met. 96, 1968
- [9] **M. Oyane, T.Sato, K. Okimoto, S. Shima**, Criteria for ductile fracture and their applications, J. Mech. Work technol. 4, 1980.
- [10] **S.E. Clift, P. Hartley, C.E.N. Stugress, G. W. Rowe**, "Fracture prediction in plastic deformation processes", Int. J. Mech. Sci. 32, 1990.
- [11] **P. Brozzo, B. Deluca, R. Rendina**, "A new method for the prediction of formability in metal sheets", in: Proceedings of seventh Biennial Conference of IDDRG on Sheet Metal Forming and Formability, 1972.
- [12] **H. Takuda, K. Mori, H. Fujimoto, N. Hatta**, "Prediction of forming limit in deep drawing of Fe/Al laminated composite sheets using ductile fracture criterion", J. Mat. Proc. Tech. Vol. 60, p 291-296, 1996.
- [13] **H. Takuda, K. Mori, N. Hatta**, "The application of some criteria for ductile fracture to the prediction of the forming limit of sheet metals", J. Mat. Proc. Technol. Vol. 95, p 116-121, 1999.

Chapitre III: Étude de l'influence de l'association d'un enfoncement et d'une éraflure sur la pression d'éclatement d'une canalisation

C'est par l'expérience de l'erreur que nous
arrivons à l'idée positive de vérité.

La vérité ne se manifeste que par son
opposition à une erreur préalable.

(Jean Wahl)

Sommaire du Chapitre III

III.0	<u>Introduction</u>	111
III.1	<u>Etude expérimentale</u>	111
III.1.1	<u>Réalisation des enfoncements</u>	112
III.1.2	<u>Usinage des éraflures (entailles) à la base de chaque enfoncement</u>	113
III.1.3	<u>Préparation des tubes pour les essais d'éclatement</u>	114
III.1.4	<u>Réalisation des essais d'éclatement</u>	117
III.1.5	<u>Résultats de mesures des jauges extensométriques</u>	117
	III.1.5.1 Résultats de mesures des jauges du premier réservoir	117
	III.1.5.2 Résultats de mesures des jauges du deuxième réservoir	119
	III.1.5.3 Résultats des essais d'éclatement	120
III.2	<u>Etude numérique</u>	121
III.2.1	<u>Géométrie, matériaux, chargement, maillage et conditions aux limites</u>	121
III.2.2	<u>Résultats des simulations numériques</u>	122
	III.2.2.1 Courbe Charge-Déplacement	122
	III.2.2.2 Dépouillement par rapport aux jauges du réservoir 1	123
	III.2.2.2.1 Résultats de la rosette R1	123
	III.2.2.2.2 Résultats de la rosette R2	124
	III.2.2.2.3 Résultats de la rosette R3	124
	III.2.2.3 Dépouillement par rapport aux jauges du réservoir 2	126
III.3	<u>Application d'un critère de rupture basé sur la méthode volumétrique et la triaxialité des contraintes</u>	127
III.3.1	<u>La Méthode Volumétrique</u>	127
III.3.2	<u>La triaxialité des contraintes</u>	130
III.3.3	<u>Distribution de la contrainte d'ouverture élastoplastique le long du ligament</u>	131
III.3.4	<u>Utilisation de la méthode volumétrique pour déterminer les contraintes effectives</u>	133
	III.3.4.1 Défaut combiné numéro 1	133
	III.3.4.2 Défaut combiné numéro 2	134
	III.3.4.3 Défaut combiné numéro 3	135
III.3.5	<u>Comparaison des résultats obtenus par rapport à la méthode volumétrique</u>	138
III.3.6	<u>Proposition d'un critère de rupture</u>	140
III.4	<u>Conclusion du chapitre III</u>	142
III.5	<u>Références bibliographiques du chapitre III</u>	143

III.0 Introduction

Dans le chapitre II, Nous avons traité, l'influence de la géométrie d'un enfoncement seul et plus particulièrement l'influence de sa profondeur sur la pression d'éclatement d'une canalisation. Cette étude étant réalisée en se basant sur une règle empirique d'admissibilité de la profondeur d'un enfoncement dans une canalisation sous pression.

Un impact externe sur une canalisation peut provoquer un enfoncement, une éraflure ou les deux en même temps (enfoncement + éraflure).

Ce chapitre sera consacré à l'étude de la nocivité d'un défaut dit combiné (enfoncement + éraflure) sur le comportement d'une canalisation sous pression. La même démarche expérimentale et numérique qui a été suivie dans le cas d'un enfoncement seul a été adaptée à l'étude de la nocivité du défaut dit combiné.

En effet, une série d'essais d'enfoncement et d'éclatement de tubes est menée. Les tubes enfoncés sont instrumentés à l'aide des jauges de déformation collées "à proximité" et "loin" des défauts. La variation des déformations mesurées par les jauges en fonction de la pression interne est ainsi relevée.

Parallèlement aux essais mécaniques, des calculs par éléments finis sont réalisés en simulant l'association d'un enfoncement et d'une éraflure dans un tube sous pression.

III.1 Etude expérimentale

La seconde partie de l'étude expérimentale présentée dans ce manuscrit est entièrement dédiée aux défauts combinés dans les canalisations. Elle comprend les étapes suivantes :

- Première étape : la réalisation des enfoncements sur des morceaux de tubes
- Seconde étape : l'usinage des éraflures (entailles) à la base de chaque enfoncement
- Troisième étape : réalisation des essais d'éclatement.

La première étape est réalisée au laboratoire de l'ENIM, la seconde étape est sous-traitée à l'extérieur et la troisième et dernière étape est accomplie sur un banc d'éclatement de tube à l'Ecole des Mines de Douai.

La même nuance d'acier pour tube a été utilisée pour la totalité de l'étude expérimentale, la caractérisation mécanique du matériau n'est pas faite dans ce chapitre car elle est détaillée dans le chapitre II.

III.1.1 Réalisation des enfoncements

Une deuxième série de 4 essais d'enfoncement à été réalisée sur des morceaux de tubes. Ces derniers sont réalisés dans les mêmes conditions que ceux du chapitre II. (Même géométrie de tube, même machine et même indenteur).

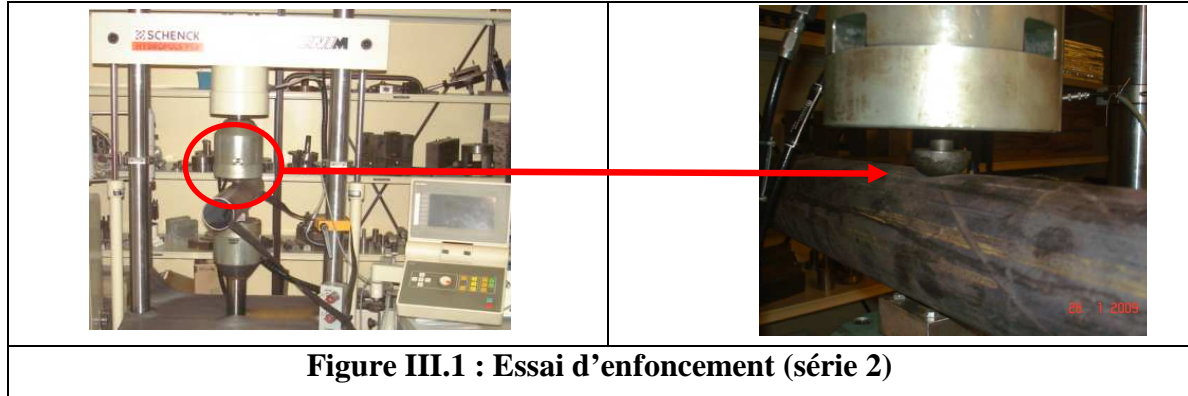


Figure III.1 : Essai d'enfoncement (série 2)

Le déplacement maximal de l'indenteur ainsi que les profondeurs réelles après le retour élastique sont données dans le tableau suivant :

N° du tube	Tube 1	Tube 2	Tube 3	Tube 4
Déplacement maximum de l'indenteur(en mm)	29.2	17.2	11.22	5.22
Profondeur de l'enfoncement (en mm)	25.5 ≈ 29 % D_e	14.4 ≈ 16.2 % D_e	9.12 ≈ 10.25 % D_e	3.32 ≈ 3.8 % D_e

Tableau III.1 : Profondeur des enfoncements des défauts combinés

A l'issue des essais d'enfoncement réalisés lors de la deuxième série, les courbes charge-déplacement ont été enregistrées, elles sont données sur la figure III.2

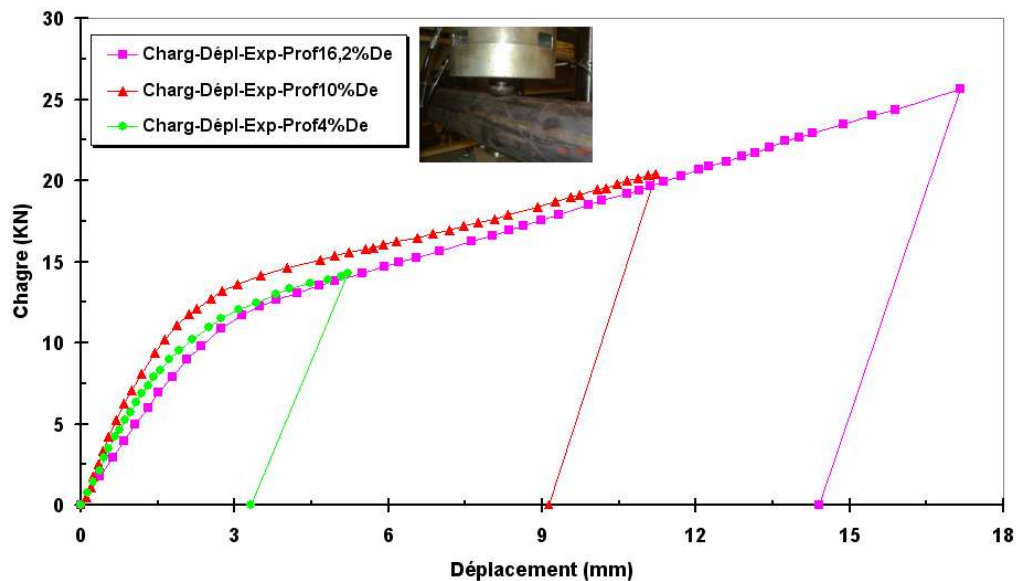


Figure III.2 : Courbe charge-déplacement (Série 2)

III.1.2 Usinage des éraflures (entailles) à la base de chaque enfoncement

Le défaut combiné contient un enfoncement avec une entaille à la base de celui-ci. Comme il est mentionné précédemment, les enfoncements sont réalisés sur une machine de traction-compression. Par contre, l'usinage des éraflures est sous-traité à une société extérieure car elles sont usinées par électroérosion.

Définition de l'électroérosion

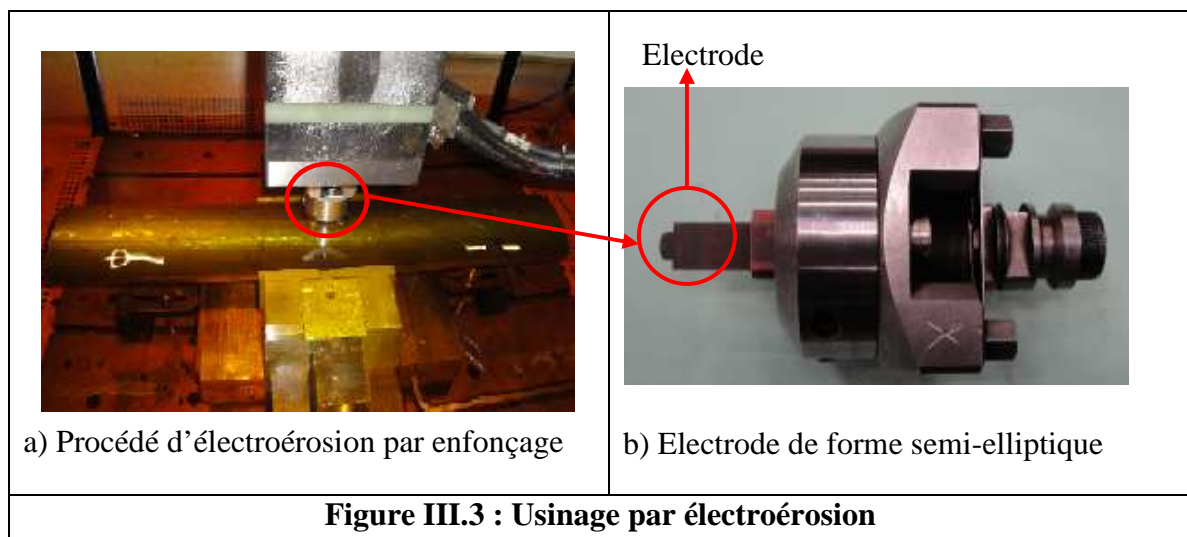
L'électroérosion, appelée aussi EDM (Electrical Discharge Machining), est un procédé d'usinage qui consiste à enlever de la matière dans une pièce en utilisant des décharges électriques [1]. On parle aussi d'usinage par étincelage. Cette technique se caractérise par son aptitude à usiner tous les matériaux conducteurs de l'électricité (métaux, alliages, carbures, graphites, etc.) quelle que soit leur dureté. Pour usiner par électroérosion, quatre éléments sont nécessaires :

- une électrode,
- une pièce,
- un diélectrique (liquide isolant électrique),
- de l'électricité.

Il existe trois types d'usinage par électroérosion :

- L'électroérosion par enfonçage dans laquelle une électrode de forme complémentaire à la forme à usiner s'enfonce dans la pièce,
- L'électroérosion par fil, où un fil conducteur animé d'un mouvement plan et angulaire découpe une pièce suivant une surface réglée,
- Le perçage rapide utilise une électrode tubulaire pour percer les matériaux très durs.

Dans notre cas, la technique utilisée est l'électroérosion par enfonçage, où une électrode de forme semi elliptique a été usinée et appliquée par la suite à la base de chaque enfoncement, comme le montre la figure ci-dessous.



Au total 4 tubes ont été choisis avec différentes géométries du défaut combiné.

Les dimensions de l'entaille semi-elliptique sont les mêmes pour les quatre tubes, par contre les profondeurs d'enfoncement sont différentes (deux profondeurs à 10% D_e , une troisième au dessous et une quatrième au dessus de cette valeur).

Les dimensions des quatre défauts combinés sont résumées dans le tableau suivant :

N° Tube	Tube 1	Tube 2	Tube 3	Tube 4
Prof. Entaille (d_g)	1.6 mm	1.6 mm	1.6 mm	1.6 mm
Long. Entaille ($2a$)	6.4 mm	6.4 mm	6.4 mm	6.4 mm
Larg. Entaille ($2c$)	2 mm	2 mm	2 mm	2 mm
Prof. Enfoncement (d_d)	3.32 mm	9.1 mm	9.05 mm	14.4 mm

Tableau III.2 : Dimensions des trois défauts combinés

Les entailles de forme semi-elliptique sont usinées dans le sens longitudinal du tube à la base de chaque enfoncement comme le montre la figure III.4. L'usinage des entailles est fait avant l'enfoncement pour 1 tube de 10% de profondeur d'enfoncement et après l'enfoncement pour les trois autres.

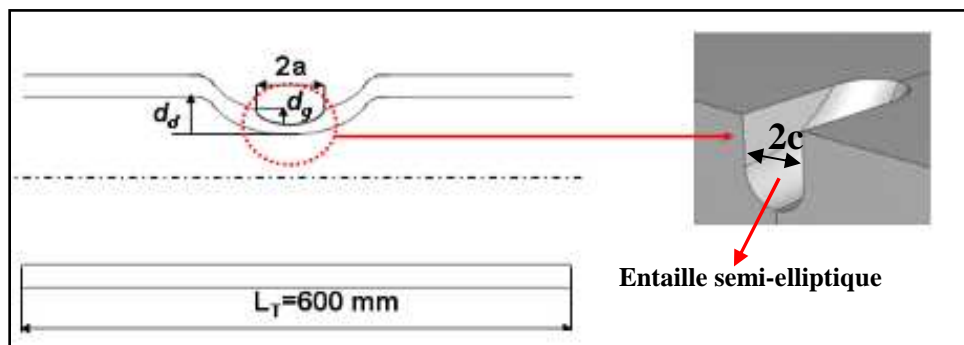


Figure III.4 : Géométrie des défauts combinés

III.1.3 Préparation des tubes pour les essais d'éclatement

Une fois les défauts combinés réalisés, des fonds bombés de forme semi-elliptique et de la même nuance que les tubes à tester sont soudés aux deux extrémités des trois tubes.

Un embout est soudé sur une des deux extrémités pour pouvoir acheminer le fluide à l'intérieur du tube.

La partie expérimentale de cette série a été réalisée dans les mêmes conditions que celle des enfoncements seuls. Pour plus de détails le lecteur peut se rapporter au chapitre II.

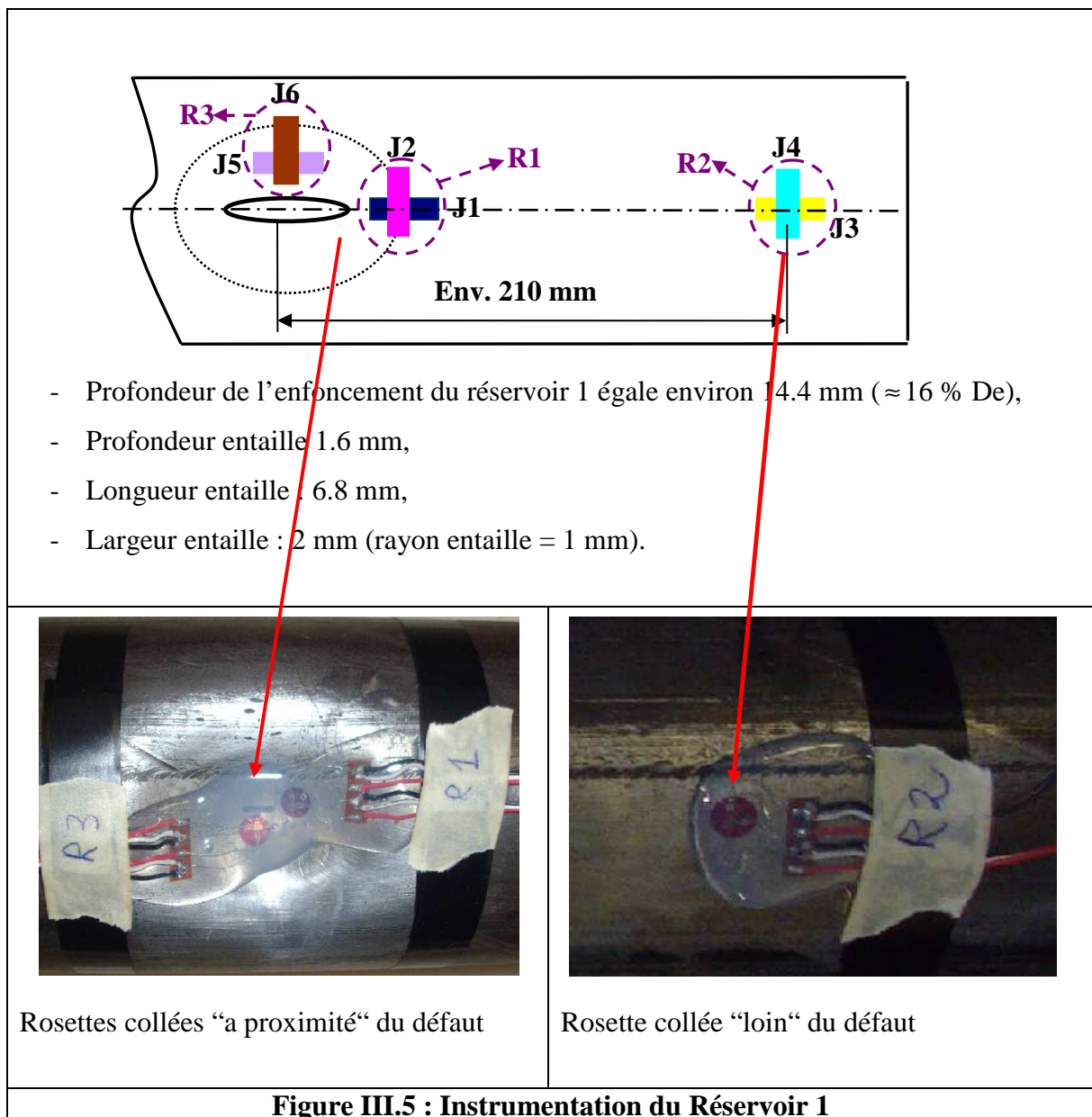
Pour suivre la variation des déformations longitudinales et circonférentielles "à proximité" et "loin" des défauts au cours du cycle de pressurisation, des jauges extensométriques ont été collées.

L'objectif étant de faire une comparaison entre les mesures des jauges et les calculs numériques réalisés par éléments finis avec le code de calcul Abaqus.

Parmi les trois réservoirs contenant des défauts combinés, deux ont été instrumentés avec des rosettes 2D de type **EA-06-030TU-120**, [2].

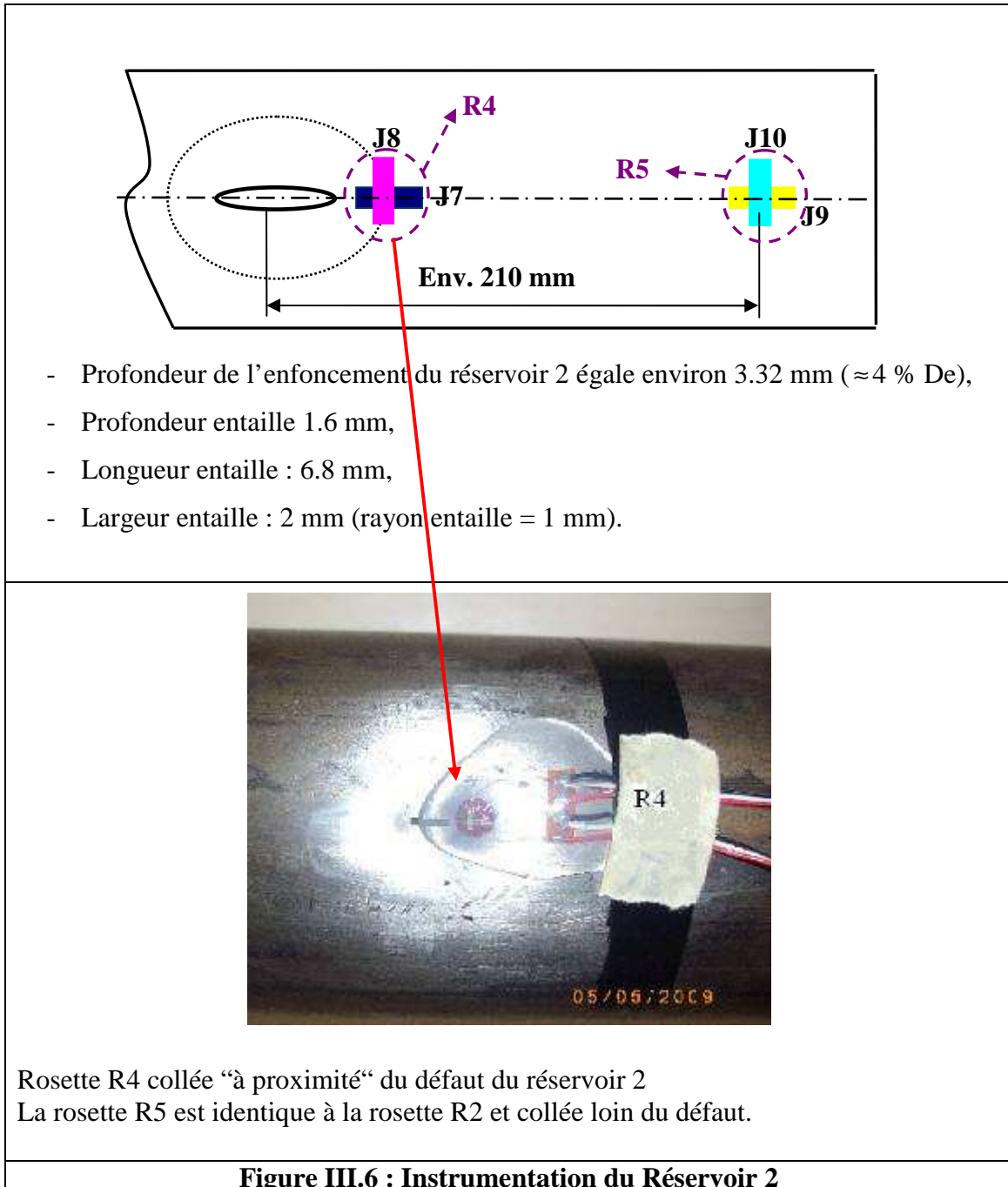
Le premier réservoir à été instrumenté avec 3 rosettes 2 D, deux collées à proximité de l'entaille, une dans le sens longitudinal du tube et l'autre dans le sens circonférentiel du tube. La troisième rosette est collée "loin" du défaut dans le sens longitudinal.

Les caractéristiques géométriques du défaut combiné ainsi que la position des 3 rosettes sont résumés dans la figure III.5



Le deuxième réservoir a été instrumentés avec 2 rosettes 2 D, une collée à proximité de l'entaille et l'autre loin du défaut dans le sens longitudinal du tube.

La position des rosettes ainsi que la géométrie et les dimensions du défaut combiné de ce réservoir sont représentés dans le schéma et les photos de la figure III.6.



III.1.4 Réalisation des essais d'éclatement

Les essais d'éclatement pour les réservoirs contenant des défauts dits : "combinés" sont réalisés sur le même banc d'essai que celui utilisé pour les tubes avec enfoncement seul à l'Ecole des Mines de Douai.

Le mode opératoire a été identique pour les différentes étapes de sollicitations des réservoirs, à savoir :

- l'emplacement des réservoirs en position verticale,
- le chargement de chaque réservoir, c'est-à-dire la mise sous pression avec une vitesse moyenne de montée en pression de 10 bars/ min,
- l'augmentation en pression jusqu'à rupture des réservoirs.

Une fois les réservoirs placés en position pour les faire éclater, on branche les jauges sur le pont d'extensométrie pour pouvoir mesurer les déformations dans la zone où les jauges sont collées en fonction de la pression à l'intérieur des réservoirs.

III.1.5 Résultats de mesures des jauges extensométriques

Comme il est montré sur les figures III.5 et III.6, les rosettes 2D sont collées "à proximité" de l'entaille et dans une zone éloignée du défaut. Chaque rosette est composée de 2 jauges de déformation à 90°. Les résultats donnés par les jauges extensométriques (rosettes) sont représentés sous forme de courbes reliant les déformations longitudinale et circonférentielles (les deux déformations principales) avec la pression interne des réservoirs.

III.1.5.1 Résultats de mesures des jauges du premier réservoir

Dans le premier réservoir 3 rosettes 2 D ont été collées. Deux à proximité du défaut combiné : R1 collée dans le sens longitudinal du tube et R3 dans le sens circonférentiel à environ 2 mm de l'entaille. R2 est collée loin du défaut. Les jauges des rosettes sont positionnées à 90° l'une par rapport à l'autre.

Les caractéristiques géométriques ainsi que l'instrumentation de ce réservoir sont détaillées sur la figure III.5

Lors de l'essai d'éclatement, nous avons constaté que la jauge J3, qui mesure les déformations longitudinales de la rosette R2 collée loin du défaut, était non opérationnelle.

La variation des déformations en fonction de la pression interne mesurées par les rosettes R1, R2 et R3 est donnée sur la figure III.7.

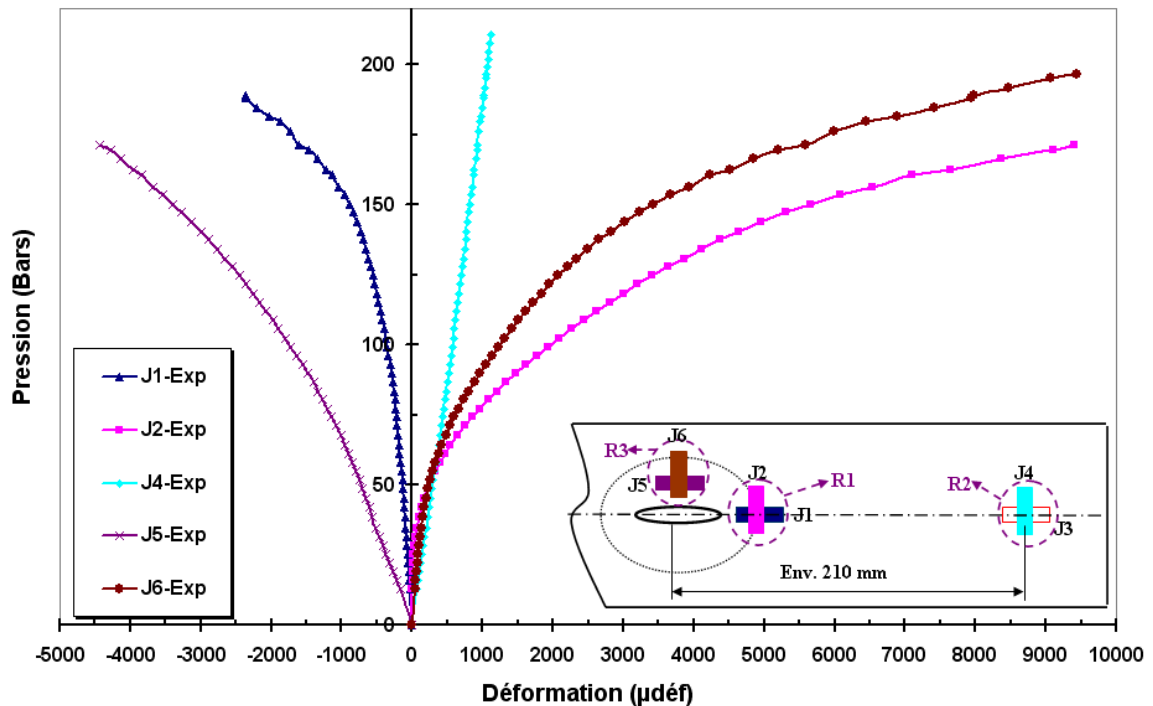


Figure III.7 : Variation des déformations mesurées par R1, R2 et R3 en fonction de la pression interne du premier réservoir

Dans la figure III.7, on remarque que :

- L'amplitude des déformations mesurées par les jauges J2 et J6 est plus importante par rapport aux autres déformations mesurées par les autres rosettes car ces deux dernières sont collées dans le sens circonférentiel et à proximité du défaut combiné,
- les mesures données par R2 sont celles de J4 (sens circonférentiel), car R2 est collée dans une zone éloignée par rapport au défaut. Les déformations données par J4 (déformation circonférentielle) varient linéairement avec la pression interne car à une pression de 200 bars le comportement est toujours élastique (pour atteindre la plasticité dans cette zone, il faut que la pression dépasse 250 bars),
- On remarque aussi que les déformations longitudinales mesurées à proximité du défaut combiné sont négatives. Cela peut être expliqué par le fait que lorsque l'enfoncement commence à remonter sous l'effet de la pression interne, sa courbure diminue et la matière est alors en compression dans l'axe longitudinal du tube,
- Les déformations longitudinales mesurées par J5 sont plus élevées que celles mesurées par J1 car J1 se trouve pratiquement dans le sens longitudinal du tube par contre J5 est un peu décalée (voir figure III.5).

III.1.5.2 Résultats de mesures des jauges du deuxième réservoir

Le deuxième réservoir a été instrumenté par deux rosettes 2D (voir figure III.6). Lors de l'essai d'éclatement, il a été constaté que la rosette R5 était abîmée et donc les déformations mesurées par R4 n'ont pu être mesurées.

Les variations des déformations mesurées par les jauges J7 et J8 en fonction de la pression interne du réservoir sont représentées sur la figure III.8

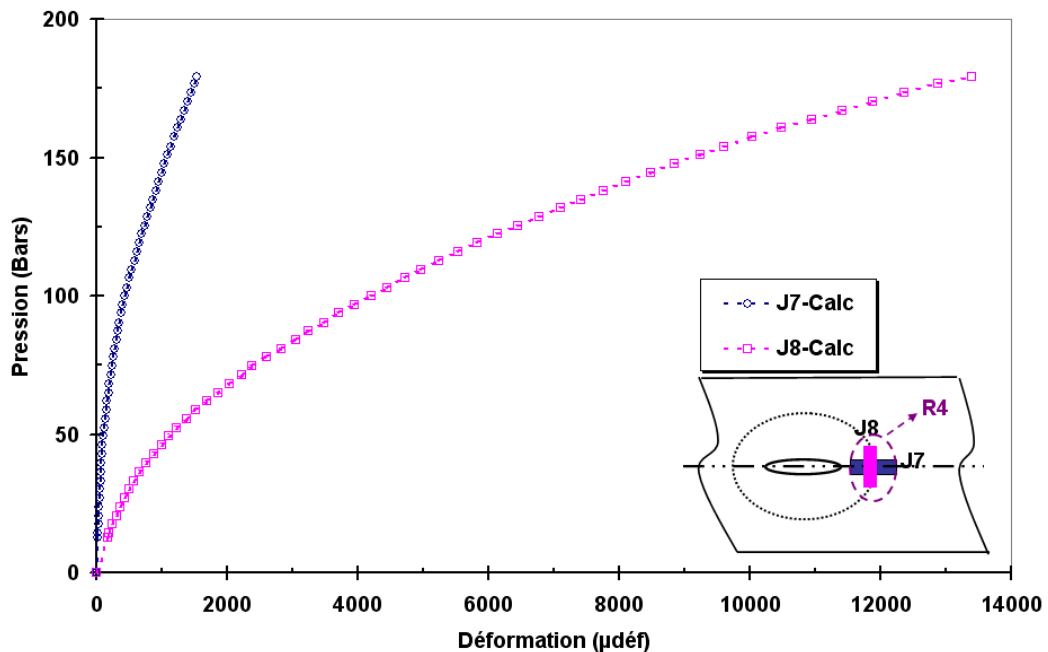


Figure III.8 : Variation des déformations mesurées par R4 en fonction de la pression interne du deuxième réservoir

La première remarque, qui peut être faite, est que les déformations circonférentielles mesurées par J8 sont plus importantes que les déformations longitudinales mesurées par J7 ce qui est tout à fait logique car J8 a été collée dans la direction principale d'ouverture du défaut (l'ouverture est gouvernée par la contrainte circonférentielle).

On remarque aussi que les valeurs mesurées par J7 sont positives alors que celles mesurées par la jauge J1 dans le réservoir 1 sont négatives. Cela peut être expliqué par le fait que dans ce réservoir la profondeur de l'enfoncement est beaucoup plus faible par rapport aux autres cas (on se retrouve pratiquement dans le cas où l'on n'a pas d'enfoncement).

III.1.5.3 Résultats des essais d'éclatement

Parmi les trois tubes contenant des défauts combinés, un seul tube s'est rompu au niveau du défaut (voir figure III.9). Le tube ayant la profondeur d'enfoncement la plus petite (environ $4\%D_e$, la pression d'éclatement enregistré pour ce réservoir est de **302 bars**)



Figure III.9 : Photos de rupture du réservoir 2 (Profondeur enfoncement $\approx 4\%D_e$)

Les autres ruptures ont eu lieu à l'extérieur des défauts combinés. Les pressions d'éclatement sont de 308 bars et 309 bars pour les défauts combinés ayant respectivement 10% et 16% de profondeur par rapport au diamètre extérieur des tubes.

III.2 Etude numérique

L'étude numérique présentée dans ce chapitre (pour les défauts dits combinés) a été réalisée dans les mêmes conditions que celle d'un enfoncement seul. Elle se déroule en deux étapes :

La première étape comprend la réalisation de l'entaille semi-elliptique au centre du tube dans la direction longitudinale.

La deuxième étape est la simulation numérique de l'enfoncement selon les trois parties présentées dans le paragraphe II.2.2.1 du chapitre II. (On reproduit les mêmes conditions utilisées pour réaliser le défaut combiné expérimentalement)

Dans la première partie, l'indenteur (sphère rigide de 40 mm de diamètre) sera positionné au milieu de l'entaille pour qu'on puisse obtenir finalement un défaut combiné avec une entaille à la base de l'enfoncement.

La deuxième et la troisième partie sont identiques à celles de la simulation numérique d'un enfoncement seul à savoir, le relâchement de l'indenteur et la mise sous pression interne finale.

III.2.1 Géométrie, matériaux, chargement, maillage et conditions aux limites

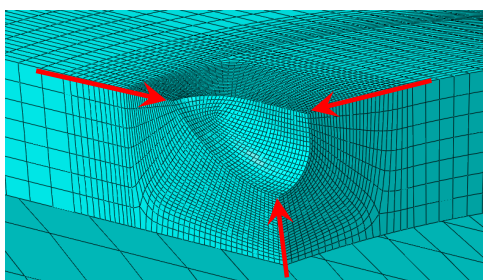
Pour toute simulation numérique on doit associer une géométrie, des propriétés mécanique du matériau étudié et notamment sa loi de comportement, le type de chargement utilisé ainsi que les conditions aux limites et enfin le maillage.

La géométrie est identique à celle d'un enfoncement à l'exception de la présence de l'entaille semi-elliptique.

Le matériau est aussi identique. Les propriétés mécaniques et la loi de comportement sont données respectivement dans le tableau II.6 et la figure II.27 du chapitre II.

Le chargement et les conditions aux limites sont similaires à ceux d'un enfoncement seul, par conséquent un quart de tube a été modélisé.

Le maillage a été réalisé aussi en trois dimensions avec des éléments hexaédriques linéaires à 8 nœuds. Il a été suffisamment raffiné au voisinage de l'entaille et plus particulièrement sous le ligament comme le montre la figure III.10



- Nombre d'éléments = entre 65000 et 100000
- Nombre d'éléments sous ligament = 20 et 25 (Deux maillages ont été testés)
- Temps de calcul = entre 60 heures et 84 heures

Figure III.10 : Maillage de l'entaille semi-elliptique

III.2.2 Résultats des simulations numériques

Les premiers résultats de la simulation numérique de l'association d'un enfoncement et d'une éraflure sont les courbes charge-déplacement ainsi que l'évolution des déformations longitudinales et circonférentielles en fonction de la pression interne. Leurs valeurs sont comparées à celles mesurées par les différentes jauges collées lors des essais d'éclatement.

La deuxième série consiste en l'exploitation des différents résultats de cette simulation numérique pour les introduire dans un critère de rupture associé.

III.2.2.1 Courbes charge-déplacement

Comme mentionné au paragraphe III.1.2, quatre tubes avec défauts combinés ont été testés, un avec une profondeur d'enfoncement de 4% par rapport au diamètre extérieur du tube, un avec une profondeur de 16% et deux avec une profondeur de 10%.

La comparaison entre les courbes charge-déplacement obtenues numériquement et expérimentalement est donnée dans la figure III.11

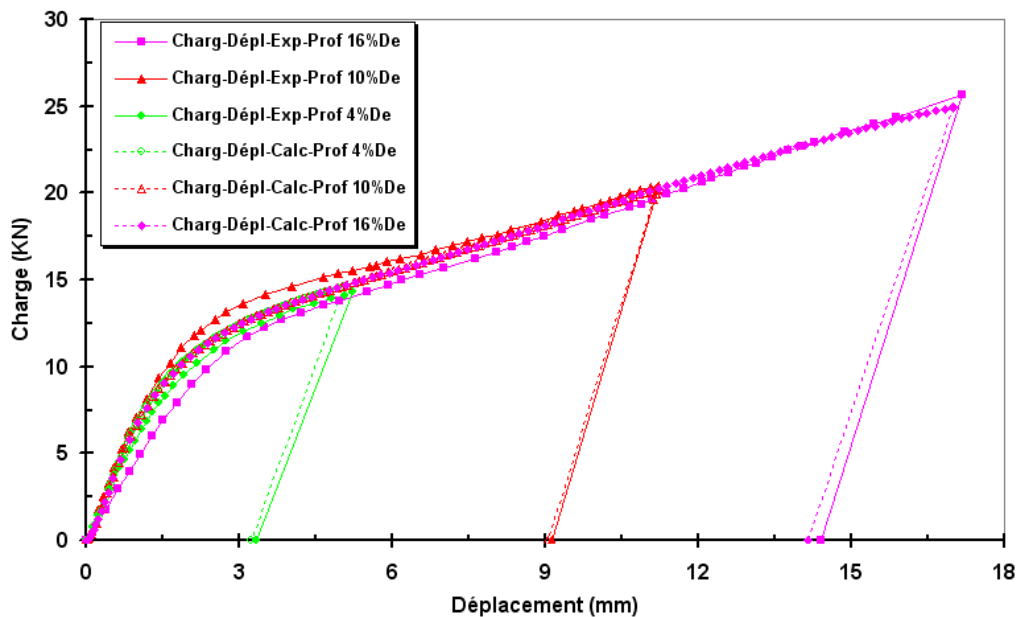


Figure III.11 : Comparaison des courbes charge-déplacement expérimentales et numériques

On remarque qu'il existe un bon accord entre les courbes expérimentales et numériques pour les trois profondeurs d'enfoncement.

Le maximum de chaque courbe correspond au déplacement maximal de l'indenteur. Le point d'intersection des courbes avec l'axe des déplacements correspond à la profondeur réelle de l'enfoncement après le relâchement de l'indenteur et le retour élastique.

III.2.2.2 Dépouillement des mesures des jauges du premier réservoir

Afin de valider la simulation numérique, une comparaison entre les mesures de déformations données par les jauges et celles obtenues par la méthode de calcul par éléments finis a été établie.

Cette comparaison sera réalisée uniquement par rapport aux deux réservoirs qui ont été instrumentés (voir paragraphe III.1.3)

III.2.2.2.1 Résultats de la rosette R1

La rosette R1 est collée à proximité de l'entaille à environ 2 mm dans le sens longitudinal du tube (dans le prolongement du grand axe de l'éraflure : voir figure III.5). Les évolutions des déformations longitudinales et circonférentielles données respectivement par J1 et J2 sont comparées à celles obtenues numériquement sont présentées sur la figure III.12

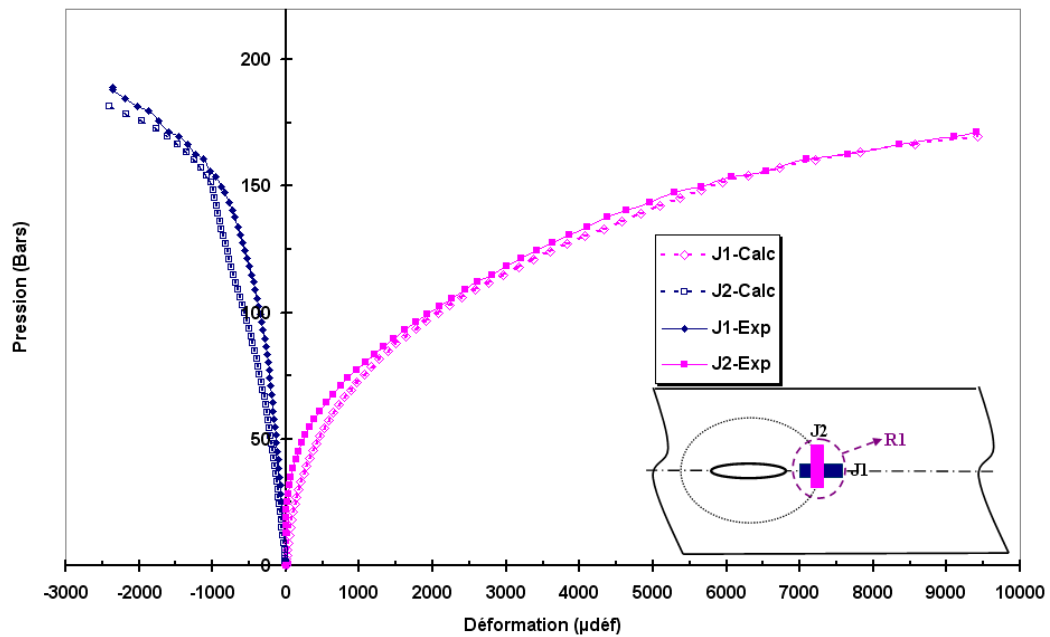


Figure III.12 : Comparaison des déformations numériques et expérimentales de la rosette R1 (Réservoir 1, Profondeur enfoncement ≈ 14.4 mm ($\approx 16.2\%D_e$))

Ce résultat correspond au défaut combiné ayant une profondeur d'enfoncement de 16% du diamètre D_e .

On remarque la bonne concordance entre les résultats expérimentaux et numériques.

III.2.2.2.2 Résultats de la rosette R2

La rosette R2 est collée loin du défaut, elle contient les jauges J3 et J4. Lors des essais on a constaté que la jauge J3 était non opérationnelle, seul le résultat donné par J4 collée dans le sens circonférentiel sera pris en considération.

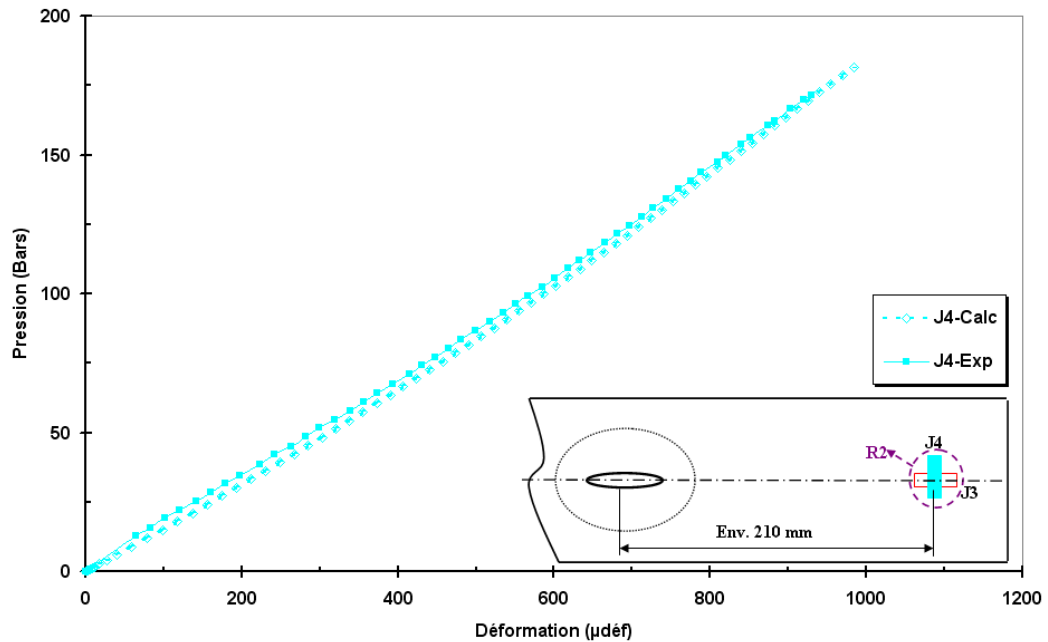


Figure III.13 : Comparaison des déformations numériques et expérimentales de la rosette R1 (Réservoir 1, Profondeur de l'enfoncement ≈ 14.4 mm ($\approx 16.2\%D_e$))

Les déformations circonférentielles données par la méthode de calcul par éléments finis et celles données par la jauge J4 sont en très bon accord. Leur évolution est linéaire avec la pression car le matériau n'est pas encore plastifié.

III.2.2.2.3 Résultats par rapport à R3

La rosette R3 (constituée des jauges J5 et J6) est collée à proximité du défaut (à environ 2 mm de l'entaille) dans le sens circonférentiel du tube (dans le prolongement du petit axe de l'éraflure : voir figure III.5).

La variation des déformations en fonction de la pression interne obtenue par calcul aux éléments finis est comparée à celle mesurée expérimentalement et présentée dans la figure III.14

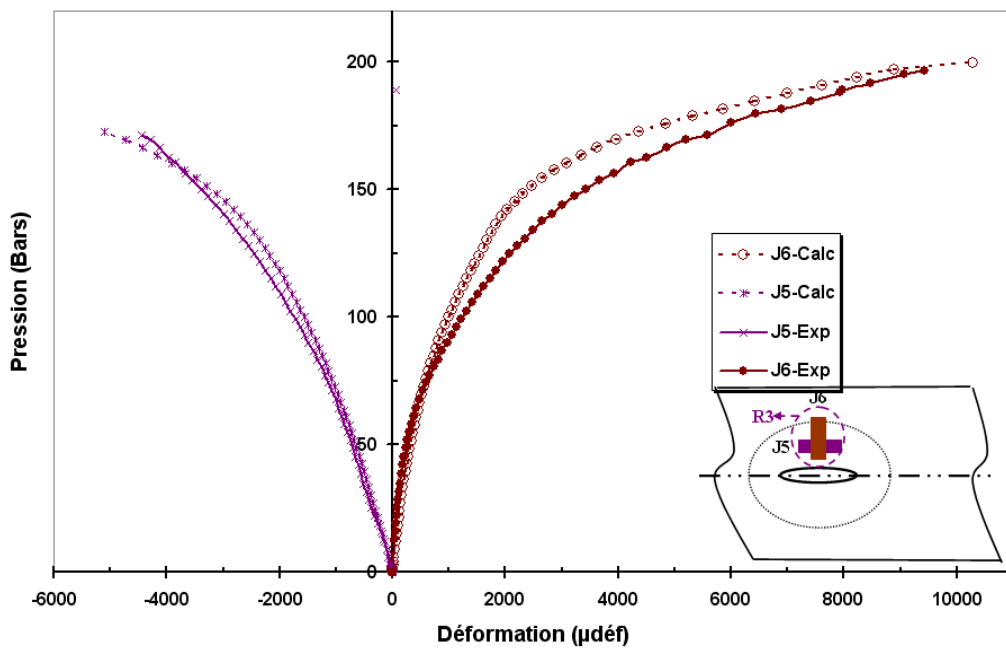


Figure III.14: Comparaison des déformations numériques et expérimentales de la rosette R1 (Réservoir 1, Profondeur de l'enfoncement ≈ 14.4 mm ($\approx 16.2\%D_e$))

Préalablement on remarque que les deux résultats sont très proches.

On remarque aussi que les déformations circonférentielles sont positives et les déformations longitudinales sont négatives.

Ce même comportement a été remarqué sur toutes les jauges collées dans le sens longitudinal du tube "à proximité de l'enfoncement".

III.2.2.3 Dépouillement des mesures des jauges du deuxième réservoir

Les déformations numériques comparées à celles obtenues expérimentalement sont données dans la figure III.15

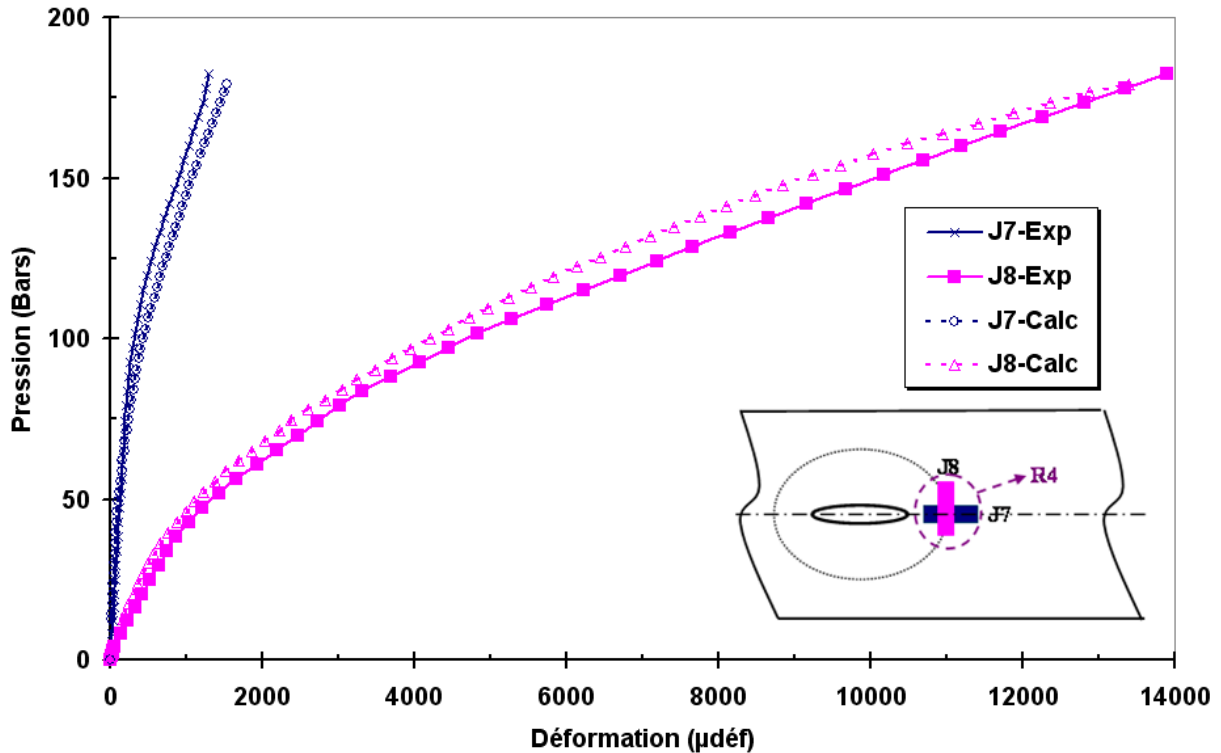


Figure III.15 : Comparaison des déformations numériques et expérimentales de la rosette R1 (Réservoir 2, Profondeur enfoncement ≈ 3.3 mm ($\approx 4\%D_e$))

Dans la figure III.15, on remarque bien que les déformations mesurées expérimentalement par la rosette R4 collée à proximité du défaut combiné pour un enfoncement ayant une profondeur d'environ 4% par rapport au diamètre extérieur du tube sont très proches de celles obtenues par calcul.

A l'inverse de la jauge J1 du premier réservoir, les déformations de J7 sont positives. Cela peut être expliqué par le fait que dans ce cas, la profondeur d'enfoncement est faible par rapport au premier réservoir ($16\%D_e$).

III.3 Application d'un critère de rupture basé sur la Méthode Volumétrique et la triaxialité des contraintes

Afin de prédire les conditions de rupture des réservoirs par une étude numérique des contraintes ou des déformations, il faut la coupler avec un critère de rupture. Ce dernier nous permet généralement d'avoir une idée des conditions de rupture sous un chargement bien défini.

Vu la présence d'une entaille, on ne peut plus utiliser le critère de rupture d'Oyane, mais il faut un critère de rupture plus élaboré.

III.3.1 La Méthode Volumétrique

La Méthode Volumétrique est une approche semi-locale qui utilise le concept de l'intensité du champ des contraintes (Stress Field Intensity approach, SFI), pour prévoir la rupture et la durée de vie des structures entaillées [3].

Dans cette approche, la rupture est réalisée par l'accumulation de l'endommagement dans la zone plastique qui est considérée comme la zone d'élaboration du processus de rupture. Cette zone, plastifiée au voisinage du fond d'entaille à une taille qui dépend simultanément de la distribution des contraintes élastiques ou élastoplastiques et du gradient de contraintes. La contrainte de rupture caractéristique à la fois du matériau et des conditions de chargement est calculée par l'intensité du champ de contraintes :

$$\sigma_{SFI} = \frac{1}{V} \int_{\Omega} f(\sigma_{ij}) \phi(r) dV \quad (\text{III.1})$$

où σ_{SFI} , V , $f(\sigma_{ij})$, $\phi(r)$ et Ω sont respectivement la contrainte proposée par la méthode de l'intensité du champ de contraintes, le volume de la zone plastique, la fonction des contraintes, la fonction poids et le volume d'intégration.

Cette méthode a été utilisée initialement par Kuguel [4] qui a suggéré de prendre en compte non seulement la contrainte maximale superficielle (point chaud), mais aussi le volume du métal sous-jacent soumis à une contrainte au moins égale à 95% de la contrainte superficielle. La notion de volume d'élaboration du processus de rupture avait été introduite auparavant par plusieurs auteurs: Citons la profondeur caractéristique de Neuber [5], la profondeur caractéristique de Buch [6], la couche critique de Brand [7].

La Méthode Volumétrique est basée sur une autre définition du volume d'élaboration du phénomène de rupture [9]. Ce volume est caractérisé par une distance effective correspondant au diamètre de ce volume supposé cylindrique : La distance effective est alors la distance du fond d'entaille au premier point d'inflexion du gradient de contrainte.

Cette distance apparaît clairement dans la représentation de la distribution de contraintes élastoplastiques dans un diagramme bi-logarithmique en fonction de la longueur du ligament.

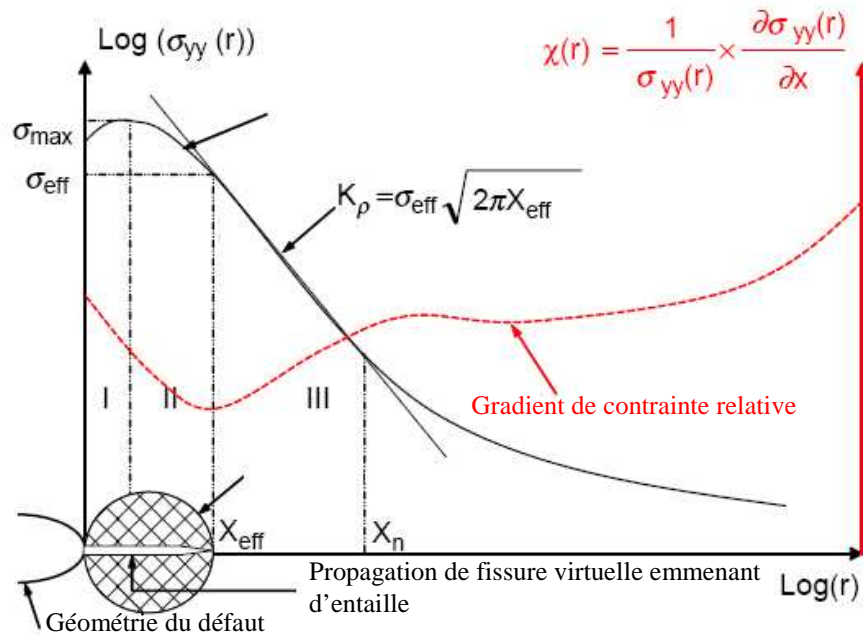


Figure III.16 : Diagramme bi-logarithmique de la distribution des contraintes le long du ligament et le gradient de contraintes relative [9]

Dans ce diagramme trois zones peuvent être distinguées : zone I, zone II et zone III (pour plus de détails, le lecteur peut se reporter au chapitre I, paragraphe I.3.3.4).

Le facteur d'intensité de contrainte d'entaille est donné par cette formule :

$$K_{\rho} = \sigma_{ef} \sqrt{2\pi X_{ef}} \quad (\text{III.2})$$

avec K_{ρ} , σ_{ef} et X_{ef} sont respectivement, le facteur d'intensité de contrainte d'entaille, la contrainte effective et la distance effective.

La détermination de la contrainte effective et de la distance effective sont associées au minimum du gradient de contrainte relatif que l'on écrit :

$$\chi(r) = \frac{1}{\sigma_{yy}(r)} \frac{\partial \sigma_{yy}(r)}{\partial r} \quad (\text{III.3})$$

$\chi(r)$ et $\sigma_{yy}(r)$ sont le gradient de contrainte relatif et la contrainte principale maximale ou la contrainte d'ouverture.

Le gradient de contrainte relative représente la sévérité de la concentration des contraintes au fond d'entaille.

Le minimum du gradient de contrainte relative dans le diagramme bi-logarithmique est associé à la distance effective.

La contrainte effective est définie comme la moyenne pondérée des contraintes dans le volume d'élaboration du processus de rupture, elle est donnée par la formule

$$\sigma_{ef} = \frac{1}{X_{ef}} \int_0^{X_{ef}} \sigma_{yy}(r) \phi(r) dr \quad (\text{III.4})$$

Avec σ_{ef} , X_{ef} , $\sigma_{yy}(r)$ et $\phi(r)$ étant respectivement, la contrainte effective, la distance effective, la contrainte principale maximale ou la contrainte d'ouverture et la fonction de poids. La fonction de poids traduit l'influence mutuelle de la distance et du gradient de contrainte sur l'intensité effective de la contrainte.

Dans le tableau, quelques fonctions de poids ont été proposées.

Fonction de poids	$\phi(r)$	σ_{ef}
Fonction de poids unité	$\phi(r) = 1$	$\sigma_{ef} = \frac{1}{X_{ef}} \int_0^{X_{ef}} \sigma_{yy}(r) \phi(r) dr$
Fonction de poids de Peterson	$\phi(r) = \delta(1 - X_{eff})$	$\sigma_{ef} = \sigma_{yy}(X_{ef})$
Fonction de poids de Qylafku	$\phi(r) = (1 - r\chi(r))$	$\sigma_{ef} = \frac{1}{X_{ef}} \int_0^{X_{ef}} \sigma_{yy}(r)(1 - r\chi(r)) dr$
Fonction de poids de Kadi	$\phi(r) = e^{r\chi(r)y^2}$	$\sigma_{ef} = \frac{1}{X_{ef}} \int_0^{X_{ef}} \sigma_{yy}(r) e^{r\chi(r)y^2} dr$
Fonction de poids de Qylafku Modifiée	$\phi(r) = (1 - r \chi(r))$	$\sigma_{ef} = \frac{1}{X_{ef}} \int_0^{X_{ef}} \sigma_{yy}(r)(1 - r \chi(r)) dr$

Tableau III.3 : Les différentes fonctions de poids proposées pour le calcul de la contrainte effective au fond d'entaille [8]

En général, la contrainte d'ouverture est une contrainte principale. Cette contrainte est perpendiculaire à la direction de la propagation de la rupture. La distribution des contraintes au voisinage du fond d'entaille présente toujours un maximum. Exactement en fond d'entaille dans le cas élastique, un peu éloignée du fond d'entaille dans le cas élastoplastique. La distribution des contraintes en fond d'entaille dépend des types d'éprouvettes et de la valeur du rayon d'entaille. La fonction poids dépend elle du gradient des contraintes et de la distance en fond d'entaille. Elle obéit aux trois conditions suivantes :

- $0 \leq \phi(r) \leq 1$
- $\phi(0) = 1$
- si $\chi = 0 \Rightarrow \phi(r) = 1$

Dans la troisième zone du diagramme bi-logarithmique (figure III.17) l'évolution de la contrainte est linéaire. La distribution obéit à une loi puissance donnée par la relation :

$$\sigma_{yy} = \frac{K_{\rho}}{(2\pi r)^{\alpha}} \quad (\text{III.7})$$

Où α est le coefficient directeur (pente) de cette partie linéaire de la distribution des contraintes et est égal à 0.5 dans le cas d'une fissure.

III.3.2 La triaxialité des contraintes

La rupture ductile se produit en trois phases:

- (i) germination de cavités autour d'inclusions,
- (ii) croissance des cavités,
- (iii) coalescence des cavités menant à l'apparition d'une fissure macroscopique qui provoque l'instabilité finale au ligament.

Il a été montré que la triaxialité des contraintes noté β joue un rôle important sur la rupture ductile et notamment sur le processus de croissance des cavités [10].

La triaxialité β est donnée par la formule suivante:

$$\beta = \frac{\sigma_m}{\sigma_{eq}} \quad (\text{III.8})$$

Où $\sigma_m = \frac{1}{3}(\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33})$ est la pression hydrostatique qui correspond à la trace du tenseur des contraintes divisé par trois et σ_{eq} est la contrainte équivalente de Von mises.

Rice et Tracey [10] ont montré que la vitesse de croissance d'une cavité de rayon R_c dans un matériau idéalement plastique est de la forme :

$$\frac{dR_c}{R d\varepsilon} = 0.28 \exp\left(\frac{3}{2}\beta\right) \quad (\text{III.9})$$

Il faut noter que l'augmentation de la triaxialité des contraintes est un facteur fragilisant parce que la déformation critique diminue.

Dans notre étude, nous allons coupler la contrainte effective avec la triaxialité des contraintes pour obtenir un critère de rupture intégrant ces paramètres.

III.3.3 Distribution de la contrainte d'ouverture élastoplastique le long du ligament

Par des simulations numériques d'un tube contenant l'association d'un enfoncement et d'une éraflure suivie de la mise sous pression, les courbes de la distribution de la contrainte d'ouverture en fonction de la distance sous ligament ont été obtenues pour les trois cas étudiés.

Les premiers calculs sont réalisés avec 25 éléments hexaédriques à 8 nœuds sous le ligament. Les résultats de calculs par éléments finis sont représentés sur la figure III.17.

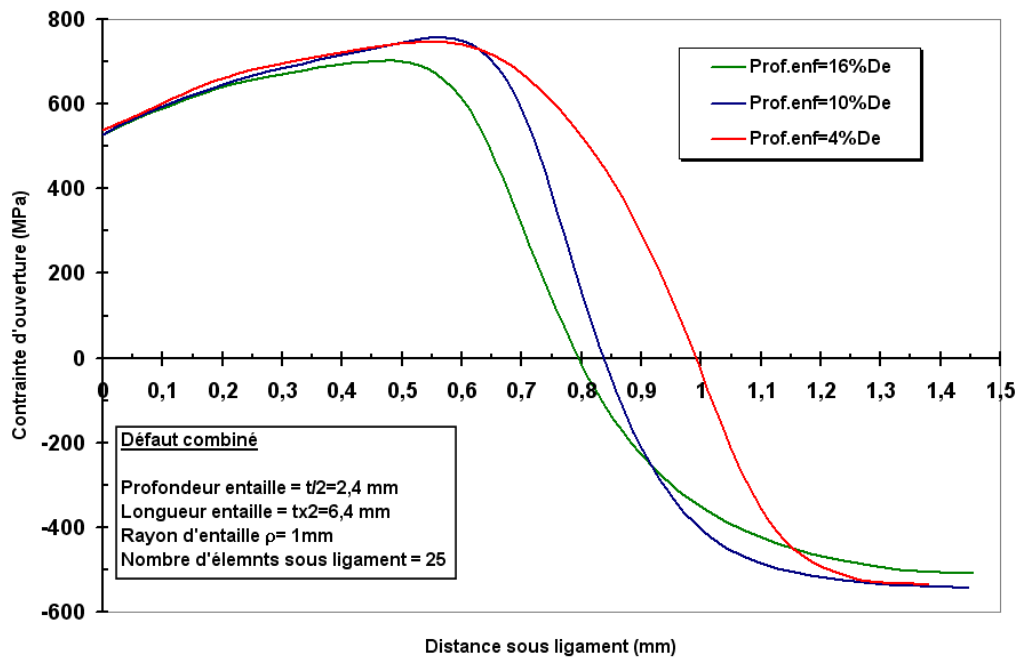


Figure III.17 : Distribution de la contrainte d'ouverture élastoplastique en fonction de la distance sous ligament pour les trois défauts combinés étudiés

Dans la Figure III.17, on retrouve bien la distribution classique des contraintes d'ouverture dans le cas élastoplastique, la contrainte d'ouverture augmente jusqu'à atteindre un maximum un peu au delà de la pointe de l'entaille, puis diminue avec l'éloignement de la pointe de l'entaille.

On peut remarquer dans ces trois distributions, des contraintes négatives. Ces dernières sont des contraintes de compression générées par la création de l'enfoncement.

Pour vérifier si le maillage et plus précisément le nombre d'éléments sous ligament a une influence sur la distribution des contraintes d'ouverture élastoplastique, nous avons réalisé d'autres calculs avec un total de 20 éléments sous le ligament. La comparaison entre les trois calculs pour les trois défauts combinés (enfoncement avec 16% D_e , 10% D_e et 4% D_e de profondeur) est donnée par la Figure III.18.

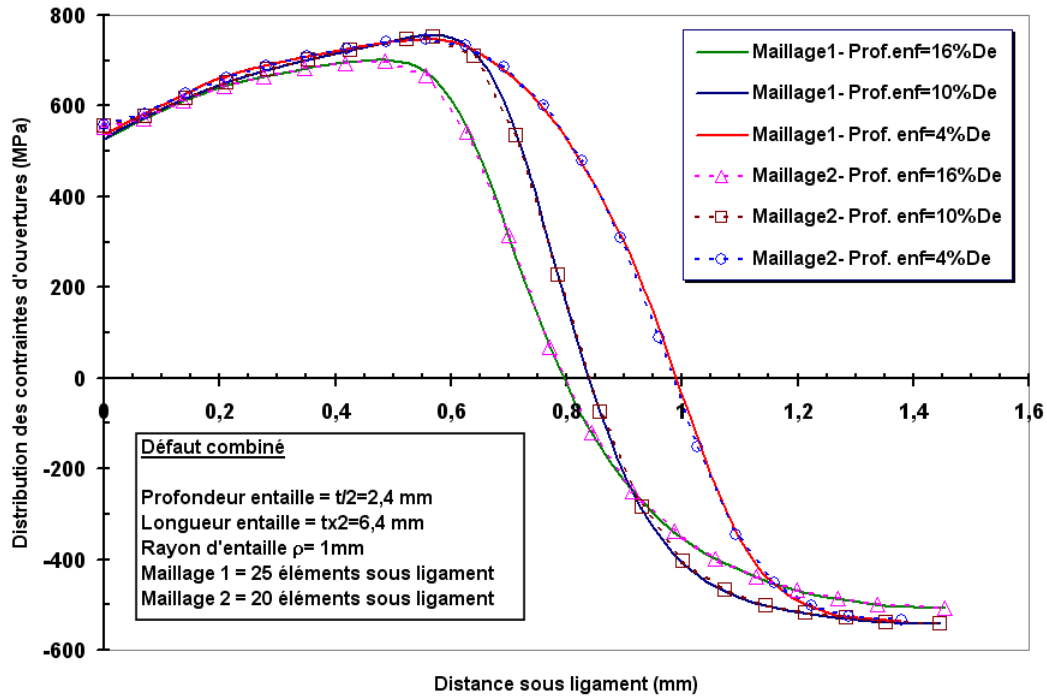


Figure III.18 : Comparaison entre la distribution de la contrainte d'ouverture élastoplastique en fonction de la distance sous ligament pour deux maillages différents

La Figure III.18 indique que la distribution des contraintes sous le ligament est identique et cela pour les deux maillages (25 éléments et 20 éléments sous le ligament)

III.3.4 Utilisation de la Méthode Volumétrique pour déterminer les contraintes effectives

L'utilisation de la méthode volumétrique dans notre étude se limite à calculer la contrainte effective pour chaque cas étudié et non pas le calcul du facteur d'intensité de contraintes d'entaille. Ce choix est appuyé par le fait que le facteur d'intensité de contrainte donné par l'équation (III.2) peut être écrit sous la forme suivante :

$$K_p = \sigma_{ef} (2\pi X_{ef})^\alpha \quad (III.10)$$

Dans une distribution bi logarithmique, l'évolution de la contrainte d'ouverture dans la zone III est linéaire (Figure III.) et α est la pente de cette droite (équation (III.7)). Dans le cas d'une fissure $\alpha=0.5$, et le facteur d'intensité de contrainte s'écrit selon l'équation (III.2).

Le calcul des pentes de la zone III pour les trois cas étudiés donne des pentes nettement supérieures à 0.5 et conduit à des facteurs d'intensité de contraintes aux unités complexes (MPa.m^α , voir tableau III.4 donné par la suite au paragraphe III.3.5).

III.3.4.1 Défaut combiné numéro 1

Les caractéristiques du premier défaut combiné sont les suivantes :

- la profondeur de l'enfoncement = $16\% D_e$,
- la profondeur de l'entaille semi-elliptique = $t/2=1.6\text{mm}$,
- la longueur de l'entaille semi-elliptique = $2t=6.4\text{ mm}$,
- le rayon d'entaille = 1 mm .

La distribution des contraintes ainsi que le gradient relatif des contraintes sont donnés dans la Figure III.19.

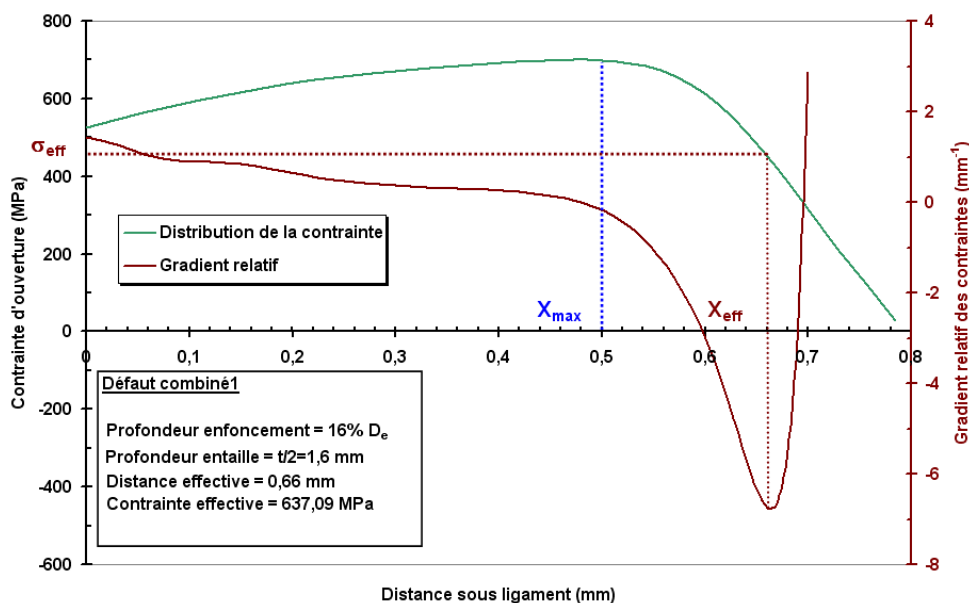


Figure III.19 : Détermination de la contrainte effective et de la distance effective par la méthode volumétrique (défaut combiné 1)

Pour ce premier défaut, la distance effective est égale à environ 0.66 mm et correspond au minimum du gradient relatif des contraintes. La contrainte effective est déterminée en utilisant l'équation (III.4), elle correspond à la moyenne de la distribution des contraintes de 0 jusqu'à la distance effective. Sa valeur est égale à 637 MPa.

III.3.4.2 Défaut combiné numéro 2

Les caractéristiques du deuxième défaut combiné sont les suivantes :

- la profondeur de l'enfoncement = 10 % D_e ,
- la profondeur de l'entaille semi-elliptique = $t/2=1.6\text{mm}$,
- la longueur de l'entaille semi-elliptique= $2t=6.4\text{ mm}$,
- le rayon d'entaille = 1 mm.

La distribution des contraintes ainsi que le gradient relatif des contraintes sont donnés dans la Figure III.20.

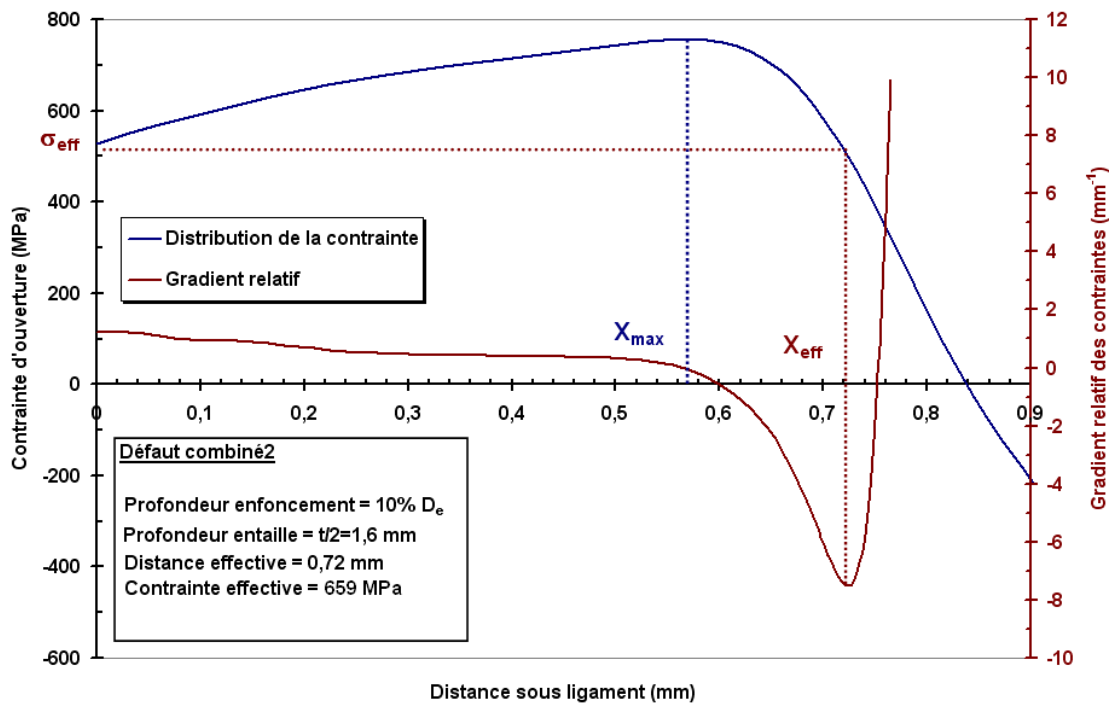


Figure III.20 : Détermination de la contrainte effective et de la distance effective par la méthode volumétrique (défaut combiné 2)

La distance effective est déterminée directement sur le graphe, pour ce défaut, elle est égale à environ 0.72 mm, elle correspond à une contrainte effective de 659 MPa.

III.3.4.3 Défaut combiné numéro 3

Le troisième défaut combiné étudié est celui qui a la profondeur d'enfoncement la moins importante. Ses caractéristiques sont les suivantes :

- la profondeur de l'enfoncement = 4 % D_e ,
- la profondeur de l'entaille semi-elliptique = $t/2=1.6\text{mm}$,
- la longueur de l'entaille semi-elliptique= $2t=6.4\text{ mm}$,
- le rayon d'entaille = 1 mm.

La distribution de la contrainte d'ouverture élastoplastique ainsi que le gradient relatif des contraintes sont donnés dans la figure III.21.

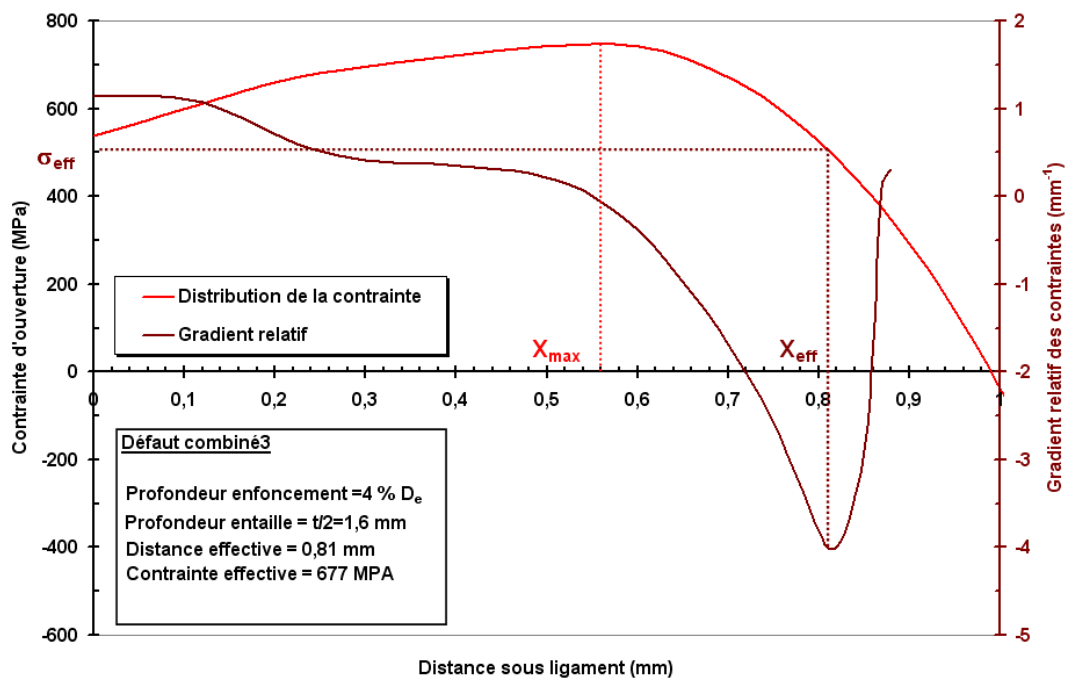


Figure III.21 : Détermination de la contrainte effective et de la distance effective par la méthode volumétrique (défaut combiné 3)

Pour ce troisième défaut combiné dont les caractéristiques géométriques sont données ci-dessus, la distance effective est de 0.81 mm qui correspond à une contrainte effective de 677 MPa.

Les contraintes effectives pour les trois cas étudiés sont comparées avec la contrainte effective critique d'un tube contenant une entaille semi-elliptique critique en l'absence d'enfoncement. L'entaille a été usinée par électroérosion, ses dimensions sont les suivantes :

Profondeur = $3t/4 = 2.4$ mm; longueur = $10t = 32$ mm ; rayon d'entaille = 0.5 mm

La forme de l'entaille ainsi que celle de l'électrode utilisée sont données dans la figure III.22.

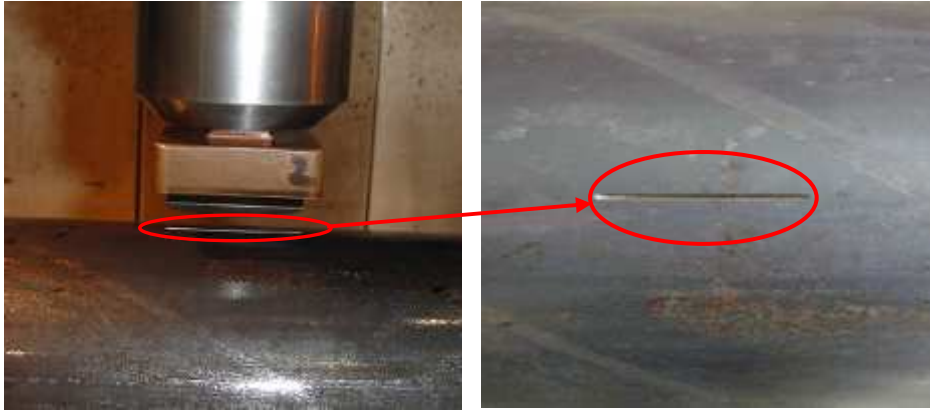


Figure III.22 : Entaille semi-elliptique hypercritique

L'essai d'éclatement a été réalisé dans les mêmes conditions que les précédents essais, avec une montée en pression de 10 bars par minute. La rupture du tube contenant l'entaille critique seule a eu lieu au niveau de cette dernière (voir figure III.23), pour une pression de 236 Bars.

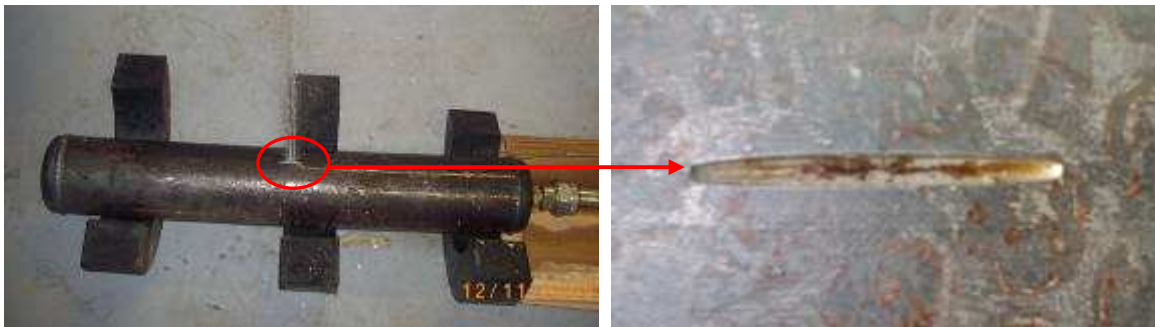


Figure III.23 : Photo du réservoir contenant le défaut critique après éclatement

Cette pression critique a été injectée dans le modèle numérique associé au défaut critique. En utilisant la Méthode Volumétrique nous avons déterminé la contrainte effective critique dite de référence.

La distribution des contraintes d'ouvertures élastoplastique ainsi que le gradient relatif des contraintes pour cette entaille seule sont donnés par la figure III.24

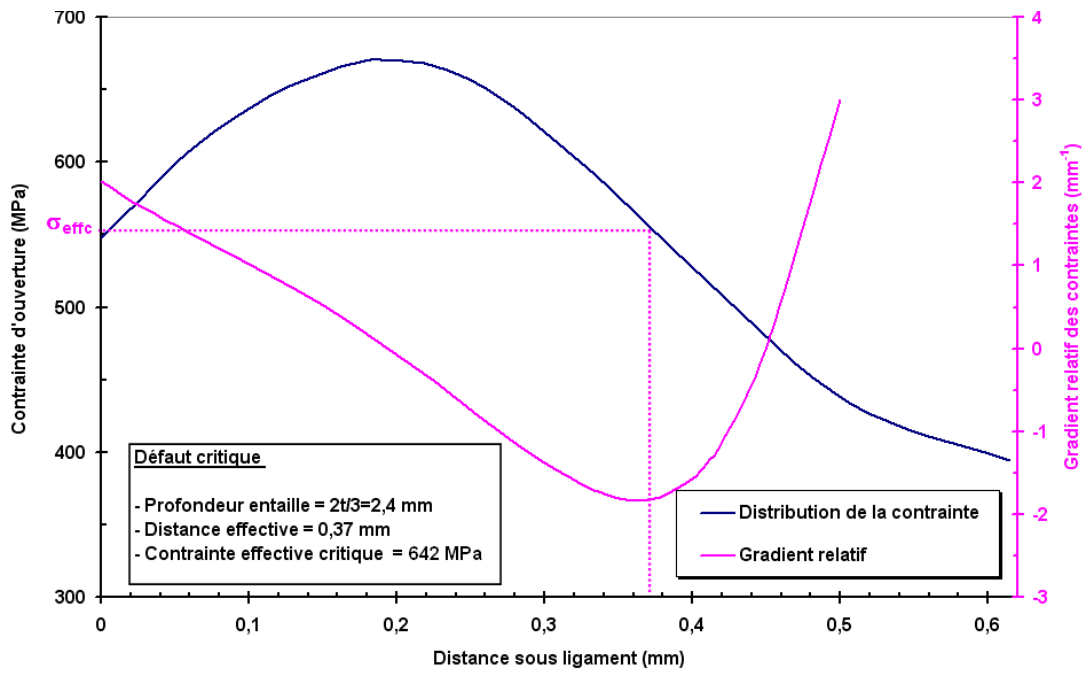


Figure III.24 : Détermination de la contrainte effective et de la distance effective par la méthode volumétrique (entaille critique seule).

Pour ce défaut dont les caractéristiques géométriques sont données ci-dessus, la distance effective est de 0,37 mm et correspond à une contrainte effective de 642 MPa.

III.3.5 Comparaison des résultats obtenus par rapport à la méthode volumétrique

Les résultats obtenus par la Méthode Volumétrique sont résumés dans le tableau III.4.

Caractéristique des défauts	Calculs MEF		
	Contrainte effective σ_{ef}	Distance effective X_{ef}	Pente (α)
<u>Défaut combiné1</u> Prof. Enfoncement = 4% D_e Prof. Entaille = $t/2 = 1.6$ mm	677 MPa	0.81 mm	-6.38
<u>Défaut combiné2</u> Prof. Enfoncement = 10% D_e Prof. Entaille = $t/2 = 1.6$ mm	659 MPa	0.72 mm	-6.7
<u>Défaut combiné3</u> Prof. Enfoncement = 16% D_e Prof. Entaille = $t/2 = 1.6$ mm	637 MPa	0.66 mm	-6.9
<u>Défaut critique</u> Prof. Entaille = $3t/4 = 2.4$ mm Pression d'éclat. = 236 bars	642 MPa	0.37 mm	-0.64

Tableau III.4 : Résumé des résultats obtenus par la Méthode Volumétrique

D'après les résultats du tableau III.4, on remarque que la pente (α) dans le cas des défauts combinés est nettement supérieure à 0.5. Les évolutions de la distance et de la contrainte effective en fonction de la profondeur de l'enfoncement sont présentées dans la figure III.25.

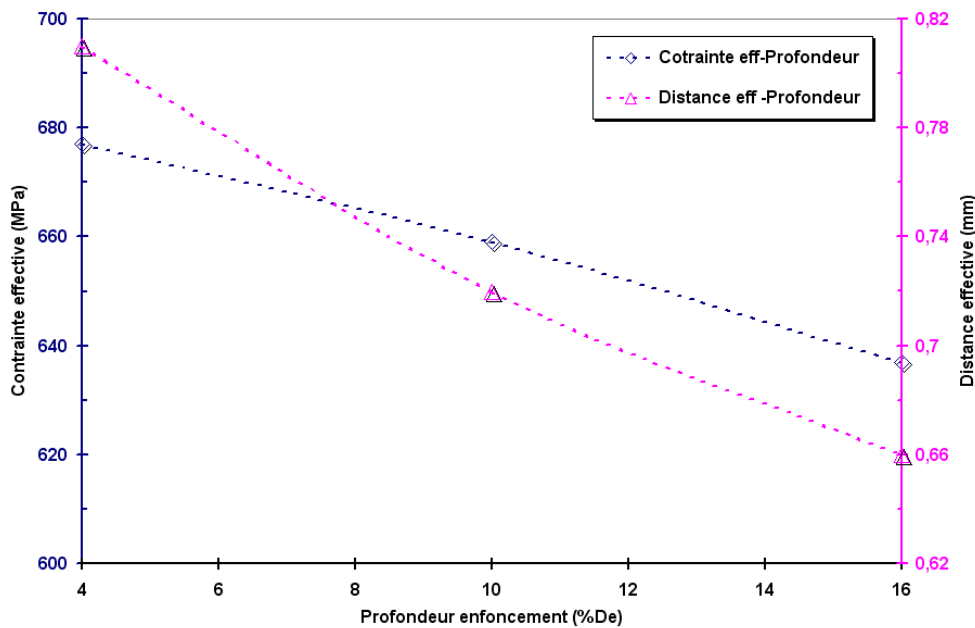


Figure III.25 : Variation de la contrainte et de la distance effective en fonction de la profondeur du défaut combiné

On remarque que la contrainte et la distance effective varient inversement avec la profondeur d'enfoncement. Elles sont maximales pour la plus petite profondeur d'enfoncement ($4\%D_e$) et minimale pour la plus grande.

L'analyse de ces différents résultats sera bien détaillée dans le chapitre IV dédié à l'analyse et discussion.

III.3.6 Proposition d'un critère de rupture

L'utilisation du concept du facteur d'intensité de contrainte d'entaille n'étant pas possible, nous avons proposé un autre critère pour pouvoir interpréter les résultats des essais d'éclatement.

L'idée étant de coupler la contrainte effective à la triaxialité des contraintes. Le critère de rupture proposé est :

$$\sigma_{ef} \bar{\beta} \leq \sigma_{ef}^c \bar{\beta}_c \quad (\text{III.11})$$

Avec σ_{ef} , $\bar{\beta}$, σ_{ef}^c , et $\bar{\beta}_c$ sont respectivement la contrainte effective et la triaxialité moyenne pour les trois cas étudié, la contrainte effective et la triaxialité moyenne critique pour le défaut critique.

Pour pouvoir introduire la triaxialité dans notre critère de rupture, nous avons calculé la triaxialité sous le ligament pour les trois cas étudié en utilisant l'équation (III.8). La triaxialité moyenne a été calculée sur une longueur égale à la distance effective (pour plus d'information, se reporter au chapitre IV).

L'évolution de la triaxialité moyenne en fonction de la profondeur des trois défauts combinés est donnée par la courbe de la figure III.26:

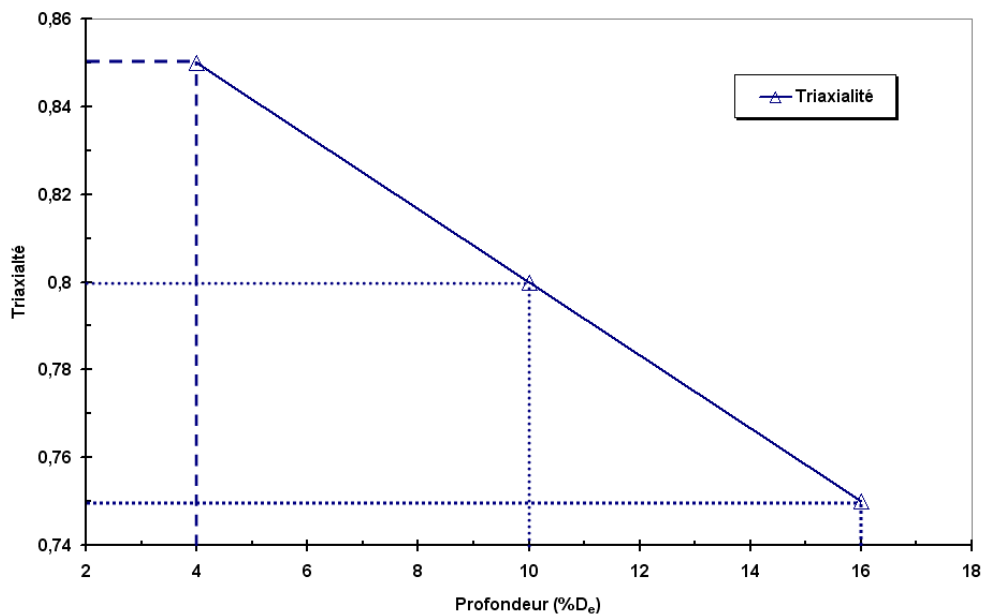


Figure III.26 : Variation de la triaxialité des contraintes en fonction de la profondeur de l'enfoncement du défaut combiné

Dans cette figure, on remarque que la triaxialité est maximale pour la plus petite profondeur étudiée et elle varie linéairement et inversement proportionnelle à la profondeur.

Le résumé des différentes variables du critère de rupture pour les trois cas étudiés ainsi que pour le cas d'une simple entaille critique sont donnés dans le tableau ci-dessous :

	Calculs MEF	Triaxialité moyenne ($\bar{\beta}$)	$\sigma_{ef} \cdot \bar{\beta}$
Défaut combiné1 Prof. Enfoncement = 4% D _e	$\sigma_{ef} = 677$ MPa	0.85	575
Défaut combiné2 Prof. Enfoncement = 10% D _e	$\sigma_{ef} = 659$ MPa	0.8	527
Défaut combiné3 Prof. Enfoncement = 16% D _e	$\sigma_{ef} = 637$ MPa	0.75	477
Défaut critique : éraflure critique seule	$\sigma_{ef} = 642$ MPa	0.79	507

Tableau III.5 : Valeurs du critère de rupture proposé

Les résultats de ce tableau sont présentés sous forme d'un histogramme traduisant la variation de la valeur du critère de rupture en fonction de la profondeur.

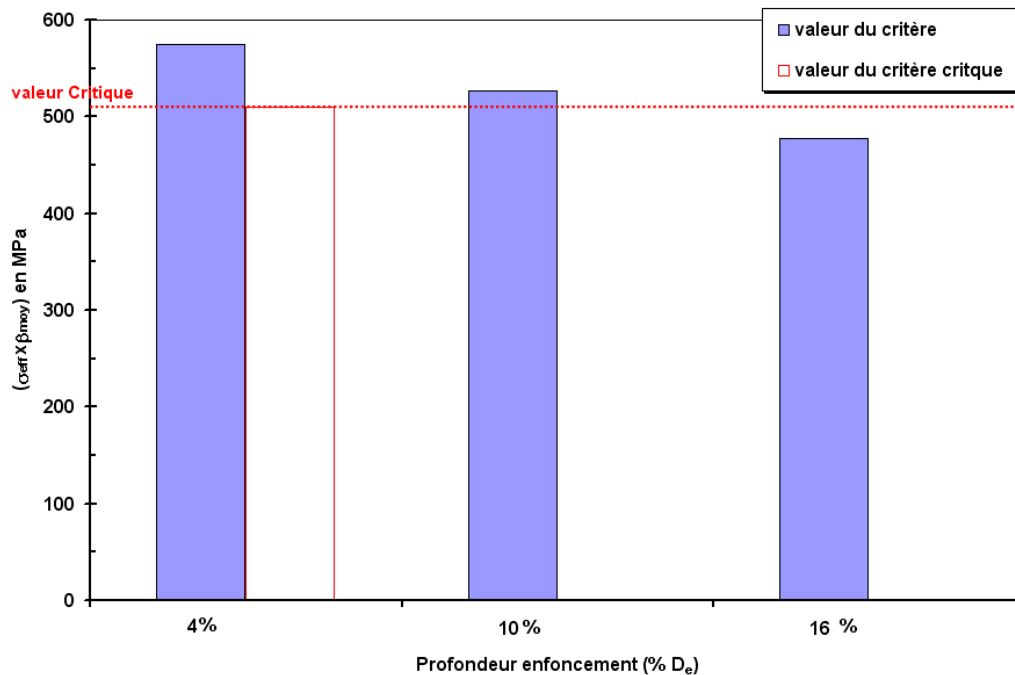


Figure III.27 : Variation de la valeur du critère en fonction de la profondeur pour les trois défauts combinés

Dans la figure III.27, la ligne rouge présente la valeur de référence obtenue à partir d'une entaille critique seule.

A l'exception de la profondeur d'enfoncement de 10%, on remarque que la valeur du critère est supérieure à la valeur critique dans le cas d'une profondeur de 4% et inférieure dans le cas d'une profondeur de 16%.

Ce résultat est en cohérence avec les faits expérimentaux, puisque seul le réservoir ayant un défaut combiné d'une profondeur d'enfoncement de 4% a éclaté au niveau du défaut alors que les autres ont éclaté bien loin de ce dernier.

III.4 Conclusion du chapitre III

A travers la proposition d'un critère de rupture du type contrainte effective multipliée par la triaxialité moyenne des contraintes, il nous apparaît que la rupture d'un défaut combiné entaille plus enfoncement puisse être traité comme la rupture de l'entaille seule affectée par la triaxialité des contraintes. Cette modification de la triaxialité est liée à l'effet de flexion supplémentaire de l'entaille induit par l'enfoncement. Cet effet de flexion se traduit par une augmentation considérable de la pente qui passe d'une valeur voisine de 0.6 à une valeur voisine de 6.

III.5 Références bibliographiques du chapitre III

- [1] **Encyclopédie Wikipedia**, <http://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89lectro-%C3%A9rosion>
- [2] **Vishay**, Strain gauges and sensor for test & measurement. Catalogue gauges Vishay.
- [3] **G. Pluinage**, Cours de Mécanique de la rupture d'entaille, Niveau Master, 2006.
- [4] **R. Kuguel**, "A relation between theoretical stress concentration factor and fatigue notch factor deduced from the concept of highly stress volume", Proceeding, ASTM, Vol. 61, P: 732-748, 1961.
- [5] **H. Neuber**, "Theoretical determination of fatigue strength at stress concentration, Air force materials laboratories, report AFML-TR, P: -68-20, 1968.
- [6] **A. Buch**, "Analytical approach to size and notch size effects in fatigue of aircraft of material specimens", Material Science and Engineering, Vol.15, P: 75-85, (1974).
- [7] **A. Brand, R. Sutterlin**, "Calcul des pièces à la fatigue". Méthode du gradient, Publication Cotin, Senlis-France, 1980.
- [8] **M. Hadj Meliani**, "Approche globale à deux paramètres: estimation des contraintes de confinement dans les structures portant des entailles", Thèse de doctorat, université de Metz, Mars, 2009.
- [9] **H. Adib, S. Jallouf, C. Schmitt, A. Carmasol, G. Pluinage**, "Evaluation of the effect of corrosion defects on the structural integrity of X52 gas pipelines using the SINTAP procedure and notch theory", International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 84, Issue 3, Pages 123-131, March, 2007.
- [10] **J. R. Rice, D. M. Tracey**, "On the ductile enlargement of voids in triaxial stress fields", J. Mech. Phys. Solids, vol. 17, pp. 201-217, 1969.

Chapitre IV: Discussion et analyse

Le doute n'est pas au-dessous du savoir mais au-dessus.

(Emile-Auguste Chartier, dit Alain.)

Sommaire du Chapitre IV

IV.0	<u>Introduction</u>	145
IV.1	<u>Les enfoncements</u>	145
IV.1.1	<u>Pourquoi l'utilisation d'un critère de rupture ductile?</u>	145
IV.1.2	<u>Rupture des tubes enfoncés</u>	147
	IV.1.2.1 Critère d'Oyane et les mesures de microdureté	147
	IV.1.2.2 Le modèle analytique d'Orynyak	148
IV.2	<u>Les défauts combinés</u>	149
IV.2.1	<u>Choix du critère de rupture</u>	149
IV.2.2	<u>Confrontation des résultats numériques et expérimentaux</u>	151
IV.3	<u>Conclusion du chapitre IV</u>	153
IV.4	<u>Références Bibliographiques du chapitre IV</u>	154

IV.0 Introduction

Dans les trois chapitres précédents, nous avons présenté respectivement, une étude bibliographique générale sur les différents défauts précurseurs de la rupture des canalisations, une étude numérique et expérimentale de la nocivité d'un enfoncement seul et de l'association d'un enfoncement et d'une éraflure sur le comportement d'une canalisation sous pression. Ce chapitre est entièrement dédié à l'analyse des différents résultats obtenus ainsi qu'à l'argumentation sur le choix des outils utilisés pour analyser chaque défaut.

L'étude développée dans ce chapitre est composée de deux parties essentielles : l'une concerne les enfoncements et l'autre l'association d'un enfoncement et d'une éraflure.

IV.1 Les enfoncements

Dans le deuxième chapitre, nous avons étudié expérimentalement et numériquement le comportement d'une canalisation contenant un défaut de type enfoncement seul. Cette étude a été achevée par une proposition d'un critère de rupture ductile pour prédire l'endommagement et la rupture [1, 2, 3].

IV.1.1 Pourquoi l'utilisation d'un critère de rupture ductile?

Le choix du critère cité ci dessus n'est pas fortuit. En plus des raisons données dans le paragraphe II.3.1 du deuxième chapitre, nous ajoutons le fait que ce type de critère est généralement utilisé dans les cas des problèmes de mise en forme et plus particulièrement dans le cas de l'emboutissage. Les essais d'enfoncement ainsi que leur modélisation dans cette étude sont incontestablement très proches de ce procédé. Pour cette raison notre démarche est similaire. Nous pouvons ajouter les résultats d'analyse au MEB.

Les échantillons destinés à l'analyse au MEB sont prélevés sur l'un des réservoirs ayant un enfoncement seul, dans la zone où il y eu rupture.

Au total, 4 échantillons ont été prélevés : deux à la base de la zone rompue et les deux autre à la fin de la zone rompue (un échantillon pour chaque lèvres :).

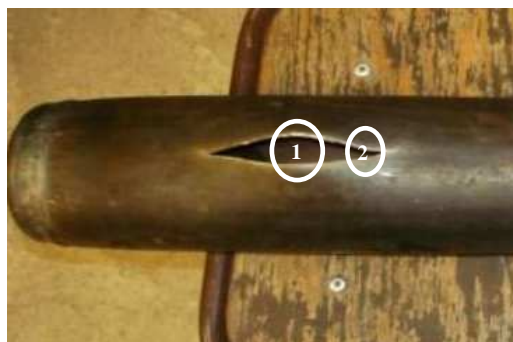
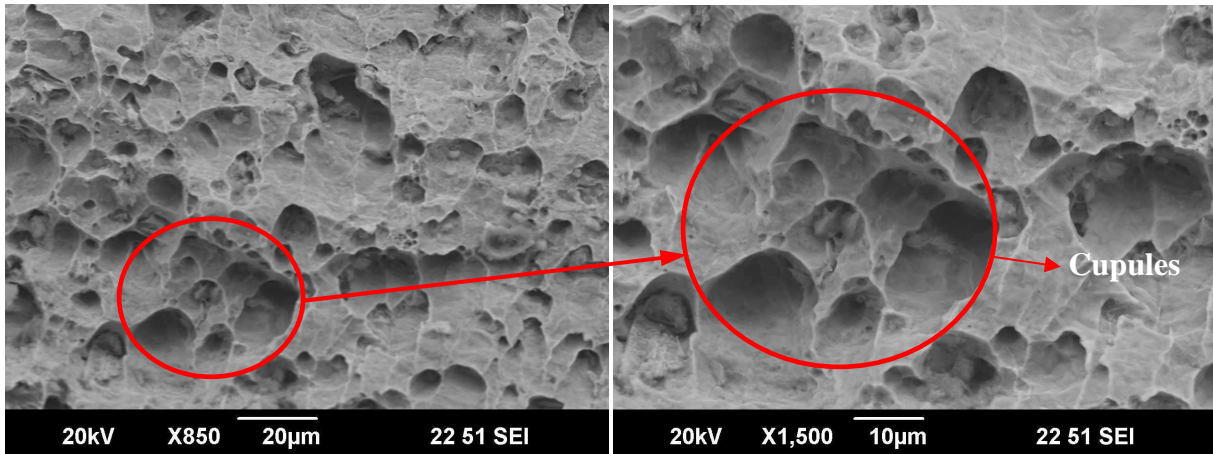
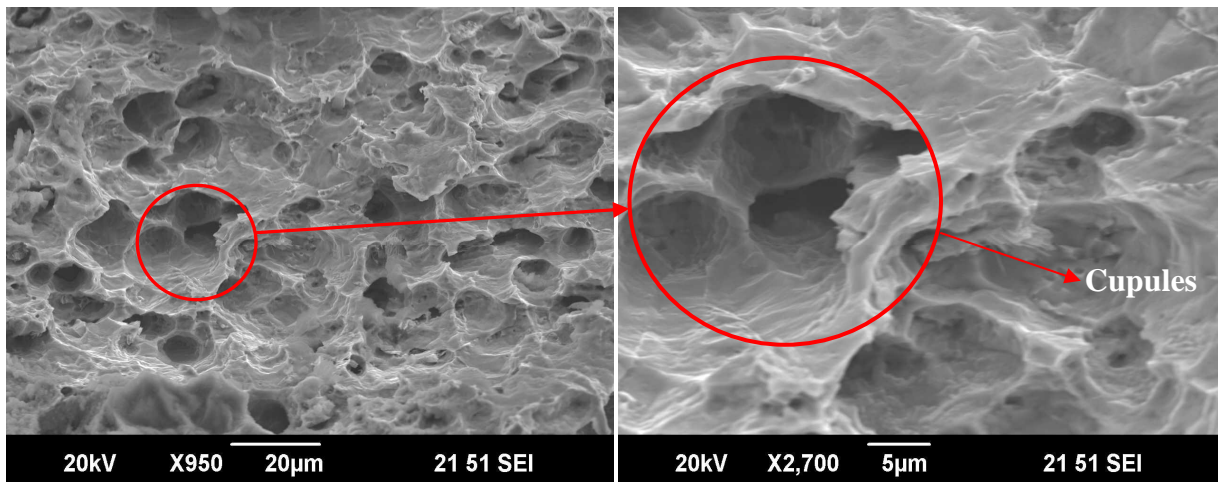


Figure IV.1 : Prélèvement des échantillons destinés au MEB

Les résultats d'analyse par le MEB de deux échantillons sont donnés à la figure IV.2



a) Prélèvement au centre de la zone rompue



b) Prélèvement à la fin de la zone rompue

Figure IV.2 : Faciès de rupture

Les faciès de rupture des deux échantillons donnés par la figure IV.2 montrent que toutes les ruptures sont entièrement ductiles car on remarque la présence de cupules.

Il faut noter que les résultats de ces deux échantillons sont représentatifs par rapport aux deux autres échantillons ainsi que pour toutes les ruptures des réservoirs avec enfoncement.

IV.1.2 Rupture des tubes enfoncés

Les essais d'éclatement réalisés sur des tubes contenant des enfoncements ayant des profondeurs allant jusqu'à 28 % du diamètre extérieur (D_e) ont montré que toutes les ruptures ont eu lieu loin des enfoncements et que la pression d'éclatement est pratiquement constante et égale à la pression d'éclatement d'une tube sans défaut.

IV.1.2.1 Critère d'Oyane et les mesures de microdureté

Une première conclusion peut être déduite de ces essais : la rupture a été initiée par un micro défaut (défaut interne) et non pas par un macro défaut (enfoncement).

Le critère de rupture utilisé pour prédire l'endommagement et la rupture montre bien que lorsqu'on réalise les enfoncements, on n'atteint jamais la valeur critique d'endommagement. Cette dernière diminue sous l'effet de la pression interne du tube.

Une deuxième conclusion est dégagée: lors des opérations d'enfoncements sur les tubes, cette zone a été écrouie et ses propriétés mécaniques sont différentes de celles du reste du tube.

Cette conclusion s'appuie sur une analyse de microdureté Vickers à la fois sur des échantillons prélevés dans la zone enfoncée et loin de cette dernière.

Les résultats de mesures nous ont permis de tracer la courbe suivante (figure IV.3):

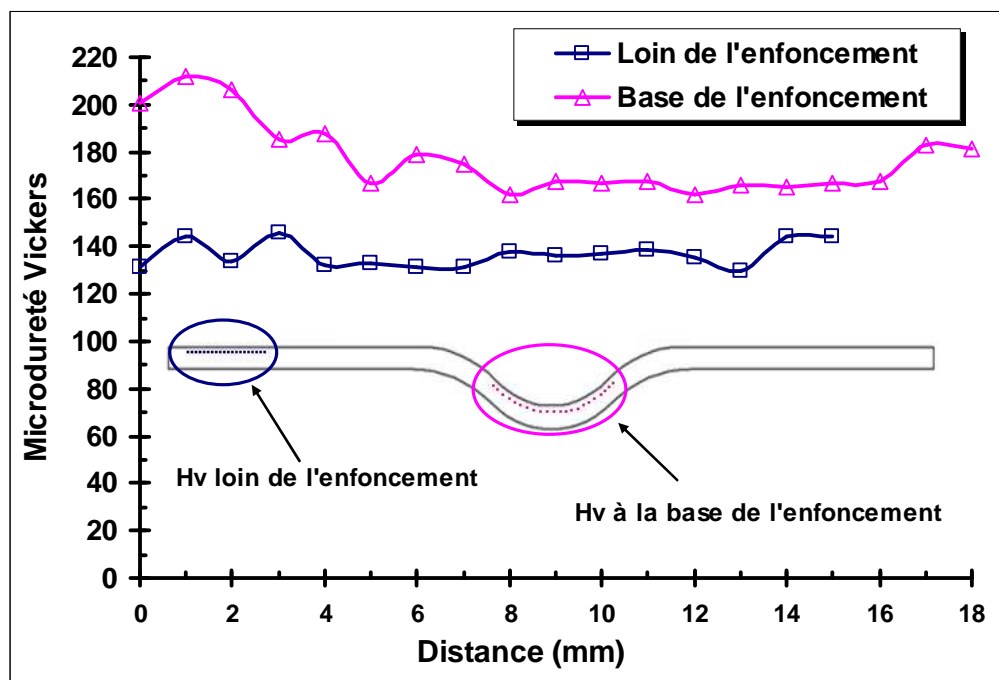


Figure IV.3 : Microdureté Vickers

La distance représentée sur l'axe des abscisses correspond à la distance pour laquelle la microdureté Vickers a été mesurée dans chaque zone.

La figure IV.3 présente la variation de la microdureté Vickers en fonction de la distance pour deux mesures différentes: une faite à la base de l'enfoncement et l'autre loin de ce dernier.

On remarque que la courbe des mesures faite à la base de l'enfoncement se positionne au dessus de celle tracée dans une zone éloignée. Ce résultat montre que le matériau a été localement écroui.

L'analyse statistique des résultats obtenus est donnée dans le tableau ci-dessous.

	Valeur moyenne de la microdureté Hv	Ecart type
Loin de l'enfoncement	136	5.4
A la base de l'enfoncement	177	15.2

Tableau IV.1 : Analyse statistique de la microdureté Hv

On remarque qu'il y a approximativement une différence de 30% entre les valeurs moyennes des deux microduretés.

Cette différence est expliquée par le fait que lorsque on enfonce, le matériau est écroui localement. Cela va sensiblement modifier les propriétés mécaniques dans cette zone.

En plus du phénomène de l'écrouissage, lorsqu'on enfonce, il y a une présence importante des contraintes résiduelles de compression.

Cet aspect, mérite d'être bien analysé dans les futures études.

IV.1.2.2 Le modèle analytique d'Orynyak

La présentation de ce modèle a été bien détaillée dans le premier chapitre. La pression limite est donnée par la formule suivante [5] :

$$P_{L,O} = \frac{\alpha \sigma_u t}{R} \quad (IV.2)$$

Où α , σ_u , t et R sont respectivement la résistance à dimensionnelle du tuyau, la contrainte ultime du matériau, l'épaisseur du tube est le rayon extérieur du tube (pour plus de détails le lecteur pourra se reporter au premier chapitre).

Les pressions limites calculées par le modèle d'Orynyak comparées à celles obtenues lors des essais expérimentaux et par la formule (IV.1) sont données dans le tableau suivant :

c(mm)	H (mm)	V(mm)	γ	α	$P_{L,O}$ (MPa)	P_L (MPa)	P_c (MPa)
25	14 (16% D _e)	39,39	2,1	0,11	3.93	31	31.3
22	11,85(13% D _e)	39,32	1,84	0,14	4.03	31	31
20	8,94(10% D _e)	40,75	1,68	0,17	5.27	31	31.6

Tableau IV.2 : Comparaison des pressions limites

On remarque que les pressions limites données par le modèle d'Orynyak pour les profondeurs d'enfoncement de 10% D_e, 13% D_e et 16% D_e sont très faibles comparées à celles enregistrées lors des essais d'éclatement et celles calculées à partir de la formule (IV.1). Finalement le modèle analytique d'Orynyak n'est pas adapté aux réservoirs contenant des enfoncements de notre étude.

IV.2 Les défauts combinés

Le deuxième défaut examiné dans notre étude est l'association d'un enfoncement et d'une éraflure. Les enfoncements sont identiques à ceux étudiés dans le chapitre II. Les éraflures sont simulées par des entailles elliptiques orientées longitudinalement à la base de chaque enfoncement.

Une étude expérimentale et numérique ont été menées dans le but d'étudier la nocivité de ces défauts sur la pression d'éclatement d'une canalisation.

Lors des essais d'éclatement, nous avons remarqué que seuls les réservoirs ayant des défauts combinés avec une faible profondeur d'enfoncement ont éclaté au niveau des défauts. Pour les autres, les ruptures ont eu lieu loin du défaut.

Nous avons proposé pour ce cas un critère de rupture basé sur la Méthode Volumétrique et la triaxialité des contraintes.

IV.2.1 Choix du critère de rupture

L'analyse de l'évolution de la contrainte effective avec la profondeur d'entaille indique que celle-ci décroît avec la profondeur de l'enfoncement. L'analyse de la contrainte nominale corrigée par la contrainte d'écoulement du matériau donnée par la formule du British Gas indique aussi que cette contrainte décroît avec la profondeur d'entaille.

Or nos expériences montrent que la rupture se produit au niveau de l'éraflure pour la profondeur d'enfoncement la plus faible. Cette apparente contradiction s'explique par le fait que lorsque la contrainte locale ou contrainte effective atteint la valeur de la résistance locale du matériau, la rupture se produit. Cette dernière n'est pas indépendante de l'état de contrainte mais dépend de la triaxialité β . La condition de rupture s'écrit :

$$\sigma_{ef,c} = \sigma_l^*(\beta) \quad (IV.3)$$

Le critère de rupture proposé dans le cas de l'association d'un enfoncement et d'une éraflure n'est pas fortuit. En effet, le couplage de la contrainte effective et la triaxialité des contraintes nous a permis de prédire les ruptures dans les différents cas étudiés et les confronter avec les résultats expérimentaux.

La variation de la triaxialité le long du ligament pour les trois défauts étudiés est reportée sur les courbes ci-dessous :

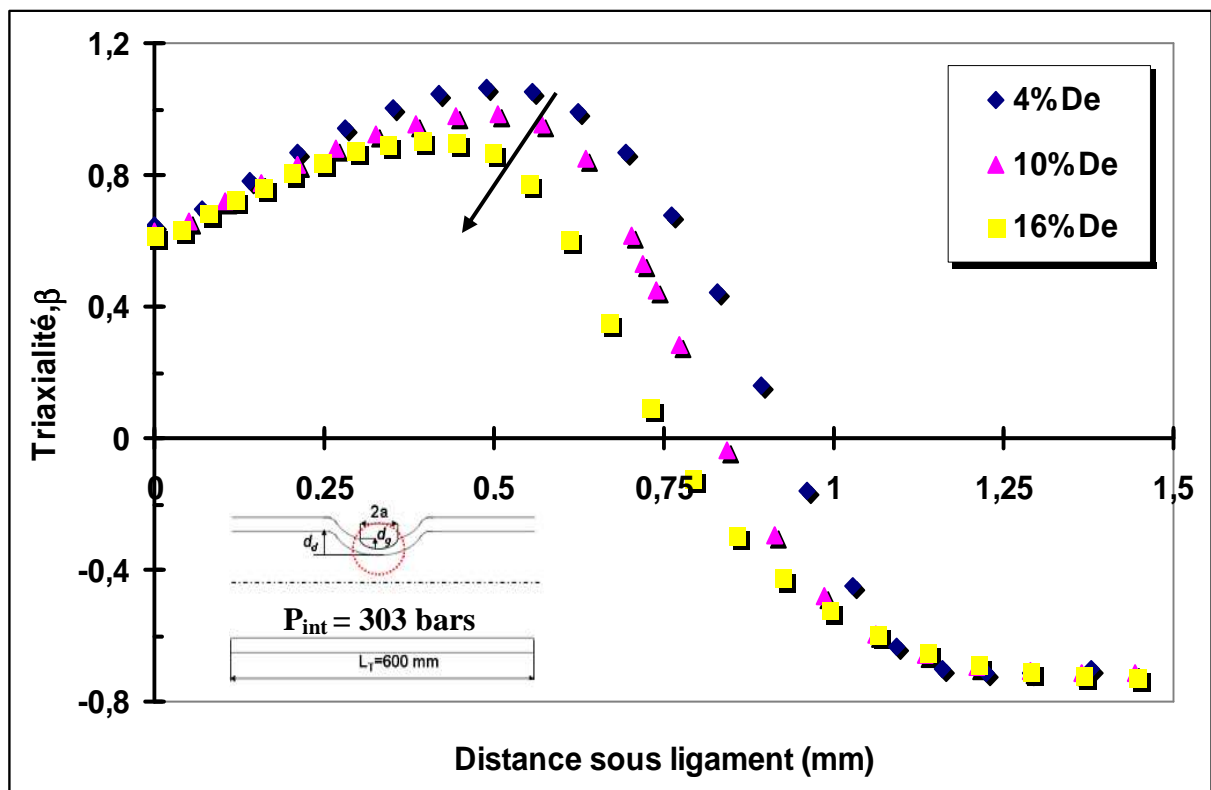


Figure IV.4 : Evolution de la triaxialité le long du ligament pour un défaut de type éraflure + enfoncement dans un tube soumis à une pression interne

Dans la figure IV.4, on voit bien que la distribution de la triaxialité le long du ligament a une allure similaire à la distribution de la contrainte élastoplastique, c'est-à-dire que le maximum se trouve à une certaine distance du fond d'entaille.

On remarque aussi que le maximum est plus élevé pour une profondeur d'enfoncement plus faible.

IV.2.2 Confrontation des résultats numériques et expérimentaux

Comme il a été mentionné, nous avons proposés un critère de rupture basé à la fois sur la contrainte effective et la triaxialité des contraintes.

Par définition, la contrainte effective est la moyenne pondérée de la distribution de la contrainte élastoplastique sur la distance effective [6].

La triaxialité des contraintes moyenne calculée sous le ligament a été déterminer de la même façon que la contrainte effective. C-à-d, nous avons tracé la distribution de la triaxialité sous le ligament, en suite nous avons calculé la moyenne pondérée de cette distribution jusqu'à distance effective, comme le montre la formule suivante :

$$\bar{\beta} = \frac{1}{X_{ef}} \int_0^{X_{ef}} \beta(r) dr \quad (IV.4)$$

Par conséquent, le critère ci-dessous a été proposé :

$$\sigma_{ef} \cdot \bar{\beta} \leq \sigma_{ef}^c \cdot \bar{\beta}_c \quad (IV.5)$$

Où σ_{ef} , $\bar{\beta}$, σ_{ef}^c , et $\bar{\beta}_c$ sont respectivement la contrainte effective et la triaxialité moyenne, la contrainte effective et la triaxialité moyenne critiques.

La triaxialité moyenne calculée pour chaque défaut combiné est donnée dans le tableau IV.3

	Défaut 1 (4% D _e)	Défaut 2 (10% D _e)	Défaut 3 (16% D _e)
Triaxialité $\bar{\beta}$	0.85	0.8	0.75
Valeur du critère ($\sigma_{ef} \cdot \bar{\beta}$)	575 MPa	527 MPa	477 MPa

Tableau IV.3 : valeurs de la triaxialité et du critère de rupture pour les trois défauts combinés

L'augmentation de la triaxialité des contraintes est un facteur fragilisant et diminue la ductilité du matériau. Les résultats du tableau IV.3 indiquent que le réservoir ayant un défaut combiné avec une profondeur d'enfoncement d'environ 4% D_e satisfait plus du critère de rupture que les deux autres.

La valeur du critère de rupture des trois cas est comparée à une valeur dite critique (égale à 507 MPa) calculée à partir des conditions de rupture du réservoir avec éraflure seule.

On remarque que le critère est satisfait pour la profondeur minimale de l'enfoncement. C'est-à-dire que pour une profondeur d'enfoncement de 4% D_e , la rupture ayant eu lieu au niveau du défaut et la valeur du critère pour cette profondeur est supérieure à la valeur critique.

Pour une profondeur d'enfoncement de 16% D_e , la rupture a eu lieu à l'extérieur du défaut et la valeur du critère est inférieure à celle critique. Le critère de rupture est donc cohérent.

Par contre pour le défaut combiné avec une profondeur d'enfoncement de 10% D_e , la valeur du critère est légèrement supérieur à la valeur critique mais la rupture a eu lieu à l'extérieur du défaut. La différence reste toutefois dans la marge d'incertitude qui est de l'ordre de 4 %. Des essais supplémentaires seraient nécessaires pour confirmer la validité du critère.

Comme indiqué dans la conclusion du troisième chapitre, l'enfoncement des tubes au niveau des entailles diminue la triaxialité et introduit une flexion sur les parois.

Cette flexion peut être traduite par la variation de la pente de la partie linéaire (en échelle bi-logarithmique) de la distribution des contraintes qui passe de -0,64 à -6,7.

Pour mieux comprendre cet effet, nous avons superposé la distribution des contraintes élastoplastiques dans le cas d'une éraflure seule (défaut critique) et dans le cas d'un défaut combiné ayant une profondeur d'enfoncement de 10% D_e . Nous constatons la perturbation de cette distribution dont le gradient est moins sévère.

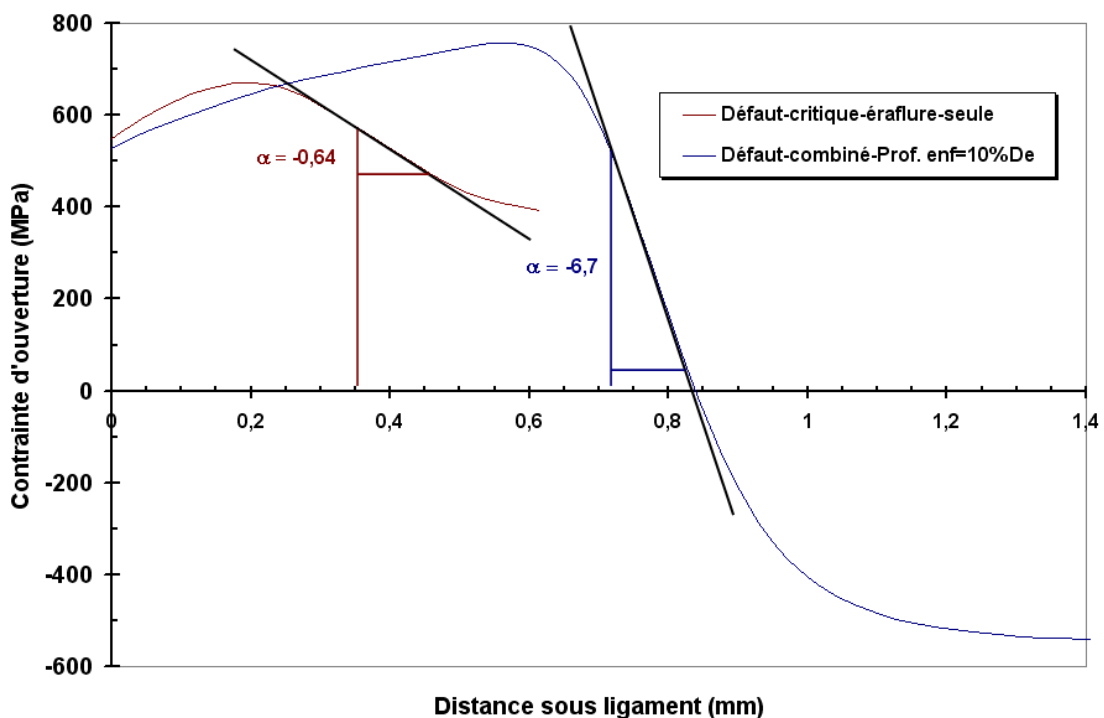


Figure IV.5 : Valeur de α pour une éraflure seule et un défaut combiné

IV.3 Conclusion du chapitre IV

Durant ce chapitre l'analyse des différents résultats obtenus pour les deux défauts étudiés est discutée.

Dans un premier temps, nous avons étudié l'influence d'un enfoncement et plus particulièrement sa profondeur sur la pression d'éclatement du tube.

Nous avons constaté par des résultats d'essais d'éclatement qu'un enfoncement réalisé statiquement avec une bille sphérique n'affecte pas la pression d'éclatement du tube puisque toutes les ruptures ont eu lieu à l'extérieur des enfoncements.

Les résultats de mesure de microdureté Vickers expliquent ces résultats, car la dureté moyenne relevée à la base de l'enfoncement est supérieure d'environ 30% à celle mesurée dans une zone éloignée de l'enfoncement.

Dans un second temps, nous avons examiné la nocivité de l'association d'un enfoncement et d'une éraflure simulée par une entaille semi elliptique placée dans le sens longitudinal à la base (au fond) de ce dernier.

Les résultats d'essais d'éclatement ont montré que seul le défaut combiné avec une profondeur d'enfoncement de 4% D_e a éclaté au niveau du défaut. Cela est expliqué par la modification de la triaxialité des contraintes des entailles causée essentiellement pour l'effet supplémentaire de flexion induit par l'enfoncement.

IV.4 Références Bibliographiques du chapitre IV

- [1] **M. Oyane, T.Sato, K. Okimoto, S. Shima**, Criteria for ductile fracture and their application, *J. Mech. Work technol.* 4, 1980.
- [2] **H. Takuda, K. Mori, H. Fujimoto, N. Hatta**, Prediction of forming limit in deep drawing of Fe/Al laminated composite sheets using ductile fracture criterion, *J. Mat. Proc. Technol.* Vol 60, p 291-296, 1996.
- [3] **H. Takuda, K. Mori, N. Hatta**, The application of somme criteria for ductile fracture to the prediction of the forming limit sheet metals, *J. Mat. Proc. Technol.* Vol. 95, p 116-121, 1999.
- [4] **ArcelorMital**, <http://www.arcelormittal.com/fce/repository/transfer/Tablesdeconversion.pdf>, April 2005.
- [5] **I. V. Orynyak, A.V. Bogdan and V.V. Rozgonyuk**, Ductile fracture model for a pipe with a dent. *Proc. 4th Int. Conf. on Pipeline Technology*, (Ed. R. Denys), Ostend, Belgium, 9-13, Volume II, 949-960. 2004.
- [6] **H. Adib, S. Jallouf, C. Schmitt, A. Carmasol, G. Pluinage**, Evaluation of the effect of corrosion defects on the structural integrity of X52 gas pipelines using the SINTAP procedure and notch theory, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Volume 84, Issue 3, Pages 123-131, March 2007.

Conclusion générale & Perspectives

Conclusion générale

L'étude de la nocivité d'un enfoncement seul ainsi que l'association d'un enfoncement et d'une éraflure orientée longitudinalement à la base de ce dernier a été abordée dans le cadre de cette thèse.

Ce choix n'a pas été fortuit. Le Laboratoire de Mécanique Biomécanique Polymères et Structures (Ex LFM) et plus particulièrement l'équipe "fiabilité des matériaux et des structures" étudie d'autres défauts responsables de la rupture des pipelines tels que les fissures dans les joints soudés, les éraflures et les cratères de corrosion.

Cette thèse a été proposée comme une continuité des travaux précédents afin de compléter l'expertise interne sur les méthodes et les outils d'évaluation et de contrôle de la nocivité de ces défauts.

Nous avons débuté notre manuscrit par un bref rappel sur les différents défauts précurseurs de la rupture des canalisations, ainsi que les méthodes et les outils existants pour évaluer leur nocivité. Ces méthodes et outils sont basés essentiellement sur la théorie de la mécanique de rupture, la mécanique de rupture d'entaille et l'analyse limite.

A travers les différents exemples donnés, nous avons constaté que la mécanique de rupture est largement utilisée pour le traitement des fissures, la mécanique de rupture d'entaille examine les problèmes dus aux entailles (éraflures) et l'analyse limite est largement utilisée pour tous les cas (les cratères de corrosion, les fissures, les enfoncements).

Nous avons constaté aussi qu'actuellement les enfoncements sont évalués par une simple règle purement empirique.

Après avoir fait un état de l'art sur les différents défauts qui sont souvent responsables de la rupture des canalisations, ainsi que les outils et les méthodes d'évaluation spécifiques et existantes à ce jour, nous avons examiné l'influence d'un enfoncement seul et plus particulièrement sa profondeur sur le comportement d'un tube sous pression interne.

A l'aide d'essais expérimentaux, nous avons montré qu'un enfoncement seul réalisé sous chargement statique avec une bille sphérique sur un tube n'affecte pas la pression d'éclatement de ce dernier et ce pour des profondeurs allant jusqu'à environ 30% du diamètre extérieur du tube.

Ce résultat expérimental a été appuyé par une simulation par la méthode des éléments finis et la proposition d'un critère de rupture ductile (critère d'Oyane, largement utilisé dans les problèmes de mise en forme "Emboutissage"). Ce dernier a montré que ce type d'enfoncement n'endommage pas le tube car la valeur d'endommagement n'atteint jamais la valeur critique à la fin du procédé. Cette valeur diminue lorsque le tube est mis sous pression interne.

Nous avons également constaté que toutes les ruptures ont eu lieu à l'extérieur de l'enfoncement. Ce comportement est dû essentiellement au phénomène d'écroutissage. Des mesures de microdureté Vickers ont montré que la dureté Vickers moyenne obtenue au niveau de la zone enfoncée est environ 30% supérieure à celle obtenue dans une zone éloignée de l'enfoncement.

Les tubes minces à faibles diamètres avec enfoncement simple se comportent finalement comme des tubes lisses sans défaut. Cependant, la règle empirique des 10% proposée par l'**EPRG** semble être très conservative.

Le deuxième défaut examiné durant cette étude est le défaut dit combiné (association d'un enfoncement et d'une éraflure). Une démarche expérimentale et numérique similaire à celle d'un enfoncement seul à été développée.

Les essais d'éclatement réalisés sur des tubes ayant des défauts combinés ont montré que l'éclatement de ces derniers se fait au niveau du défaut uniquement pour le tube ayant une faible profondeur d'enfoncement ($4\% D_e$ dans notre cas).

A l'aide de la méthode de calcul par éléments finis, nous avons utilisé dans un premier temps le concept du facteur d'intensité de contraintes d'entaille pour expliquer les différents comportements à rupture des réservoirs. Nous avons trouvé, que celui-ci est difficilement applicable en raison de la complexité de son unité (MPa.m^α). La pente α de la partie linéaire de la distribution des contraintes élastoplastiques (en échelle bi-logarithmique) est nettement supérieure à 0.5 (elle passe d'environ 0.6 pour l'éraflure seule à environ 6 pour le défaut combiné). Cette différence considérable est due à l'effet de flexion introduit par l'enfoncement.

A travers les différentes constatations issues des résultats obtenus sur des défauts combinés, nous avons proposé un autre critère de rupture basé essentiellement sur la contrainte effective et la triaxialité des contraintes.

Les résultats de calculs par la méthode des éléments finis montrent bien que la triaxialité des contraintes moyenne varie avec la modification de la profondeur de l'enfoncement pour la même entaille. Cette modification de la triaxialité est liée à l'effet de flexion supplémentaire de l'entaille induit par l'enfoncement.

Ce critère semble donner de bons résultats et permet d'expliquer les différentes ruptures qui ont eu lieu pour les réservoirs ayants des défauts combinés.

Perspectives

Le travail réalisé durant la thèse permet de mieux cerner l'approche de la nocivité des défauts causés par des interférences extérieurs dans les canalisations de transport de gaz ou autres.

Cette approche oscille entre mécanique de rupture d'entaille (le défaut agit comme une concentration de contrainte) et l'analyse limite (le défaut agit comme réducteur de l'épaisseur).

Les limites d'applications de ces deux approches restent encore imprécises. L'étendue de la zone de chevauchement des deux approches reste encore à préciser.

La tendance actuelle est de construire des pipelines en plus grand diamètre et avec des aciers à haute limite d'élasticité. Les méthodes d'étude de nocivité des défauts resterons les mêmes mais le domaine d'application de la mécanique de rupture d'entaille risque de s'agrandir vers de nouvelles limites qu'il conviendra de préciser.

Le modèle numérique développé dans le cadre de cette étude semble être robuste.

Il serait intéressant, par conséquent :

- d'élargir l'étude pour des diamètres plus grands et des nuances différentes notamment celles à plus haute limite d'élasticité (tester des nuance avec des comportements différents et faire varier le rapport t/R)
- Introduire l'aspect dynamique (influence de la vitesse d'impact) pour les deux études: Expérimentale et Numérique.