

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC EN ABITIBI-TÉMISCAMINGUE

**ÉTUDE DE LA FIABILITÉ OPÉRATIONNELLE DES ÉQUIPEMENTS SOUS  
PRESSION : APPLICATIONS AUX PIPELINES ET AUX POMPES  
CENTRIFUGES**

MÉMOIRE

PRÉSENTÉ

COMME EXIGENCE PARTIELLE  
DE LA MAITRISE EN INGÉNIERIE

PAR

ALAEDDINE SEDIRI

SEPTEMBRE 2019



# BIBLIOTHÈQUE

Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue  
Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue

## **Mise en garde**

La bibliothèque du Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue et de l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue a obtenu l'autorisation de l'auteur de ce document afin de diffuser, dans un but non lucratif, une copie de son œuvre dans Depositum, site d'archives numériques, gratuit et accessible à tous.

L'auteur conserve néanmoins ses droits de propriété intellectuelle, dont son droit d'auteur, sur cette œuvre. Il est donc interdit de reproduire ou de publier en totalité ou en partie ce document sans l'autorisation de l'auteur.

## **Warning**

The library of the Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue and the Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue obtained the permission of the author to use a copy of this document for non-profit purposes in order to put it in the open archives Depositum, which is free and accessible to all.

The author retains ownership of the copyright on this document. Neither the whole document, nor substantial extracts from it, may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

## REMERCIEMENTS

Mes remerciements s'adressent en premier lieu à mon directeur de recherche, le professeur Hatem Mrad, qui m'a accompagné tout au long de ma formation. Son encadrement, son soutien et son professionnalisme m'ont aidé à surpasser les difficultés et à réussir... Merci infiniment cher professeur !

Aussi, à mon co-directeur de recherche, le professeur Guyh Dituba Ngoma qui a été toujours disponible et qui m'a prodigué d'utiles conseils qui m'ont aidé à bien structurer mon étude.

Je suis également reconnaissant envers tout le personnel administratif et enseignant de l'UQAT, en particulier Émilie Lacroix, ex-secrétaire des services aux étudiants, pour sa disponibilité, diligence, et surtout le soutien moral qui ont facilité mon cheminement universitaire.

Je remercie ma famille :

- Mes parents, ceux qui sont toujours mon compagnon dans les épreuves, et qui ont enduré mes moments de doutes et de frustrations.
- Mes frères qui ont été toujours disponibles pour m'encourager.

Aussi, tous mes amis qu'ils m'ont apportés pendant les moments difficiles

Trouvez en ce travail, le fruit de tous vos efforts consentis.

## TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS .....	i
TABLE DES MATIÈRES .....	ii
LISTE DES FIGURES.....	vi
LISTE DES TABLEAUX.....	x
NOTATIONS ET SYMBOLES.....	xi
RÉSUMÉ .....	xiii
ABSTRACT .....	xiv
CHAPITRE 1 : CONTEXTE DU PROJET .....	1
1.1 Introduction.....	1
1.2 Problématique .....	6
1.3 Originalité de la recherche .....	8
1.4 Objectifs .....	8
1.5 Hypothèse de recherche .....	9
1.6 Retombées.....	9
1.6.1 Retombées socio-économiques.....	9
1.6.2 Retombées environnementales .....	10
CHAPITRE 2 : GÉNÉRALITÉS ET ÉTAT DE L'ART.....	11
2.1 Introduction.....	11
2.2 Les normes et les réglementations .....	12
2.3 Conception et type de matériau <sup>[24]</sup> .....	12
2.4 Résistance des matériaux <sup>[26]</sup> .....	14
2.4.1 Comportement d'une structure contenant des fissures .....	14
2.4.2 Les déformations excessives.....	14
2.4.3 Analyse élastique plastique.....	15
2.5 L'éclatement et le pré-éclatement <sup>[25]</sup> .....	16
2.5.1 Aspect général .....	16
2.5.2 Les modes d'éclatement .....	16
2.6 Comportement thermomécanique <sup>[26]</sup> .....	17
2.6.1 Effet de la température sur le comportement des ESP.....	17
2.6.2 Éclatement des ESP .....	18

2.7	Approches analytiques .....	18
2.7.1	Étude de la variation de la pression .....	18
2.7.1.1	Pipeline à paroi épaisse sous pression .....	19
2.7.1.2	Pipeline à paroi épaisse soumis à une pression interne, $P_0 = 0$ .....	19
2.7.1.3	Pipeline à paroi épaisse soumis à une pression externe, $P_i = 0$ .....	20
2.7.1.4	Pipeline à paroi mince soumis à une pression externe, $P_0 = 0$ .....	20
2.7.2	Aspect général des pipelines .....	21
2.7.3	Les hautes pressions .....	21
2.7.4	Procédure de test .....	22
2.7.5	Analyse des données .....	23
2.8	Conclusion .....	25
CHAPITRE 3 : THÉORIE ET CONCEPTION DES PIPELINES SOUS PRESSIONS .....		26
3.1	Introduction .....	26
3.2	Les approches de calcul des contraintes .....	27
3.2.1	Critère de Tresca .....	27
3.2.2	Critère de von Mises .....	28
3.3	Les pipelines à paroi épaisse .....	29
3.3.1	Détermination des contraintes principales .....	30
3.3.2	Représentation graphique .....	32
3.3.3	Détermination de l'épaisseur .....	32
3.3.3.1	Équation de Lamé .....	32
3.3.3.2	Équation de Birnie (Pipeline ouvert) .....	33
3.3.3.3	Équation de Calvarino (Pipeline fermé) .....	34
3.3.3.4	Équation de Barlow .....	35
3.3.4	Évolution des contraintes .....	35
3.4	Les pipelines à parois minces .....	35
3.5	Performance contre les hautes pressions .....	36
3.5.1	Pipeline composé .....	36
3.5.1.1	Pipeline intérieur .....	37
3.5.1.2	Pipeline extérieur .....	38
3.5.1.3	Pipeline global (Intérieur + extérieur) .....	38

3.6	Conclusion .....	39
CHAPITRE 4 : MODÉLISATION ET SIMULATION NUMÉRIQUE .....		40
4.1	Introduction.....	40
4.2	Le principe .....	40
4.3	La manipulation .....	41
4.3.1	Cadre scientifique .....	41
4.3.2	Démarche suivie .....	41
4.3.3	Méthode .....	42
4.4	Modélisation des milieux continus .....	43
4.4.1	Méthode des éléments finis .....	43
4.4.2	Simulation numérique couplée avec un script Python.....	43
4.5	Applications aux pré-éclatements et aux éclatements.....	45
4.6	Investigation d'un nouveau modèle d'éclatement : Modèle « AS » .....	47
4.7	Critères limites multiaxiaux.....	48
4.8	Couplage thermomécanique.....	48
4.9	Relation entre le module de Young et la Température .....	50
4.10	Conclusion .....	50
CHAPITRE 5 : RÉSULTATS ET DISCUSSIONS : PIPELINES .....		51
5.1	Introduction.....	51
5.2	Simulation thermomécanique.....	51
5.3	Simulation de l'écoulement de fluide .....	54
5.4	Simulation d'un modèle normalisé <sup>[9]</sup> .....	55
5.4.1	Introduction.....	55
5.4.2	Plan d'expérience.....	57
5.4.3	Analyse des pressions d'éclatement .....	58
5.4.4	Le modèle « AS » .....	60
5.4.5	Analyse préliminaire.....	60
5.4.5.1	Choix de maillage .....	60
5.4.5.2	Détermination des contraintes .....	61
5.4.6	Validation expérimental-numérique .....	63
5.4.7	Prédiction des états limites .....	63
5.4.7.1	Critère N°1 : Déformation plastique équivalente (PEEQ).....	63

5.4.7.2 Critère N°2 : Amincissement excessif de l'épaisseur.....	65
5.4.7.3 Critère N°3 : Gonflement excessif.....	65
5.4.7.4 Critère N°4 : Comparaison entre les critères limites de résistance.....	66
5.4.8 Contrainte-Déformation (True vs Engineering) .....	67
5.5 Simulation d'un modèle complet .....	69
5.6 Flexion 3 points.....	70
5.7 Conclusion .....	72
CHAPITRE 6 : APPLICATION INDUSTRIELLE : POMPE CENTRIFUGE .....	73
6.1 Introduction.....	73
6.2 Code et standard.....	75
6.3 Analyse préliminaire .....	76
6.3.1 Les stages de transmission « Volute ».....	76
6.3.2 La rondelle .....	78
6.3.3 Vis-écrou.....	79
6.4 Validation du modèle éléments finis.....	79
6.4.1 Conditions aux limites .....	79
6.4.2 État de maillage .....	81
6.4.2.1 Vérification de la stabilité et validation expérimentale.....	81
6.4.2.2 Analyse numérique.....	82
6.4.3 Emplacement des jauges et étude numérique .....	84
6.5 Essai expérimental complet .....	85
6.6 Prédiction des pressions de pré-éclatement selon une méthode multicritère. 88	
6.6.1 Critère N°1 : von Mises .....	89
6.6.2 Critère N°2 : Déformation équivalente plastique (PEEQ).....	89
6.6.3 Critère N°3 : Amincissement excessif de l'épaisseur.....	90
6.6.4 Critère N°4 : Gonflement excessif.....	91
6.7 Conclusion .....	91
CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES.....	92
ANNEXES .....	94
REFERENCES.....	98

## LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Infrastructure des pipelines du Canada <sup>[14]</sup> .....	2
Figure 2 : Les types de transfert fluide .....	2
Figure 3 : Exemple d'extraction du pétrole .....	3
Figure 4 : Exemple du réseau de pipeline liant Alberta et Ontario.....	3
Figure 5 : Infrastructures de transport de pétrole et de gaz en Tunisie <sup>[15]</sup> .....	4
Figure 6 : Chaîne de production des pipelines .....	5
Figure 7 : Les défauts d'assemblage et/ou de fabrication des pipelines <sup>[22]</sup> .....	6
Figure 8 : Nombre d'accidents et taux d'accidents .....	7
Figure 9 : Pourcentage d'accidents par type d'installation entre 2007-2016.....	7
Figure 10 : Exemple de production des pipelines au Canada .....	13
Figure 11 : Installation des pipelines suivant les normes canadiennes .....	13
Figure 12 : Effet des chocs sur la durée de vie des pipelines.....	14
Figure 13 : État du pipeline sous une pression supportable .....	15
Figure 14 : État du pipeline sous une pression limite .....	15
Figure 15 : Phase de pré-éclatement .....	16
Figure 16 : Phase d'éclatement .....	16
Figure 17 : Représentation du milieu de fissure .....	17
Figure 18 : Effet de la température sur la déformation des ESP .....	18
Figure 19 : Les types des pressions appliquées sur les pipelines.....	18
Figure 20 : Pipeline à paroi mince soumis seulement à une pression interne.....	20
Figure 21 : Test d'éclatement sur un petit pipeline en acier <sup>[27]</sup> .....	22
Figure 22 : Réponse de contrainte-déformation pour le test d'un mini pipeline. ....	23
Figure 23 : Comparaison expérimentale-numérique-analytique.....	24
Figure 24 : Comparaison expérimentale des pressions d'éclatements.....	25
Figure 25 : Identification du type de pipeline .....	26
Figure 26 : Représentation du critère de Tresca .....	27
Figure 27 : Représentation du critère de von Mises.....	29



Figure 28 : Étude d'un pipeline épais soumis à une pression .....	30
Figure 29 : Comportement du pipeline soumis seulement à une pression interne....	31
Figure 30 : Distribution des contraintes sous l'effet de la pression.....	32
Figure 31 : Exemple d'un pipeline de rayon $r_i$ soumis à une pression interne .....	32
Figure 32 : Évolution des contrainte-déformation (Pipeline ouvert) .....	33
Figure 33 : Distribution de la pression dans un pipeline fermé .....	34
Figure 34 : Évolution des contraintes pour un pipeline épais .....	35
Figure 35 : Pipeline soumis à une pression interne et une température .....	36
Figure 36 : Coupe transversale d'un pipeline standard .....	36
Figure 37 : Coupe transversale d'un pipeline composé sous pression.....	36
Figure 38 : Coupe transversale du pipeline intérieur sous pression.....	37
Figure 39 : Évolution des contraintes du pipeline intérieur .....	37
Figure 40 : Coupe transversale du pipeline extérieur sous pression .....	38
Figure 41 : Évolution des contraintes du pipeline extérieur .....	38
Figure 42 : Évolution des contraintes du pipeline composé .....	38
Figure 43 : Pipeline composé soumis à une pression interne .....	39
Figure 44 : Évolution globale des contraintes du pipeline composé.....	39
Figure 45 : Schéma explicatif de la démarche suivie.....	41
Figure 46 : Les étapes nécessaires pour les essais expérimentaux.....	42
Figure 47 : Préparation du matériel.....	42
Figure 48 : Schéma hydraulique de l'essai expérimental .....	42
Figure 49 : Modélisation en éléments finis d'un pipeline en acier.....	43
Figure 50 : Mise en œuvre informatique.....	44
Figure 51 : Distribution numérique de la dilatation thermique.....	49
Figure 52 : Variation du module de Young en fonction de la température.....	50
Figure 53 : Conception numérique du pipeline.....	52
Figure 54 : Courbe du déplacement en fonction de la pression appliquée.....	53
Figure 55 : Circulation du fluide à l'intérieur du pipeline .....	55
Figure 56 : Simulation d'un pipeline normalisé sur Abaqus.....	56

Figure 57 : Modèle générique d'un pipeline standard .....	57
Figure 58 : Analyse comparative des pressions analytiques et expérimentales.....	59
Figure 59 : Évolution des pressions d'éclatement et de pré-éclatement selon K .....	59
Figure 60 : Consolidation de l'atome de carbone.....	60
Figure 61 : Effet du maillage sur la précision des résultats d'éclatement pour $K_1$ ...	61
Figure 62 : Variation des contraintes en fonction de K .....	62
Figure 63 : Évolution de $\sigma_{VM}$ du pipeline $K_1=1.102$ .....	63
Figure 64 : Validation expérimental-numérique de l'éclatement du pipeline $K_1$ .....	63
Figure 65 : Courbes de la Pression-PEEQ pour les 10 rapports de diamètres .....	64
Figure 66 : Courbe de la Pression-PEEQ pour le cas $K_3$ .....	64
Figure 67 : Amincissement de l'épaisseur du pipeline ( $K_1=1.102$ ).....	65
Figure 68 : Gonflement du pipeline ( $K_1=1.102$ ).....	65
Figure 69 : Comparaison des critères de Tresca et von Mises (Contraintes planes). 66	
Figure 70 : Distribution des états limites selon Tresca, von Mises et Drucker.....	67
Figure 71 : Courbe vraie VS courbe d'ingénierie ( $K_1=1,102$ ).....	68
Figure 72 : Pipeline de rapport des diamètres $K_1$ soumis à une $P_{interne}$ et $P_{externe}$ .....	69
Figure 73 : Essai de flexion 3 points d'un pipeline.....	71
Figure 74 : Essai de flexion 3 points d'un pipeline sous pression.....	71
Figure 75 : Pompe centrifuge TECHNOJET multistage MH40-65.....	73
Figure 76 : Scanne 3D de la pièce décharge .....	74
Figure 77 : Matériel requis à l'essai de pressurisation .....	74
Figure 78 : Schéma hydraulique du circuit d'essai.....	74
Figure 79 : Protocole de pressurisation.....	76
Figure 80 : Les stages de transmission de la pompe .....	76
Figure 81 : Simulation de la volute sous la pression de pré-éclatement analytique . 77	
Figure 82 : Essai de traction (Fonte ductile 65-45-12) .....	78
Figure 83 : Déformation de la rondelle lors de l'application d'une haute pression ...	78
Figure 84 : Vérification de l'amincissement de l'épaisseur de la rondelle .....	79
Figure 85 : Essai préliminaire et insertion des jauges de déformation .....	80

Figure 86 : Conditions aux limites.....	80
Figure 87 : État des déformations principales à P = 0 PSI et à P = 2000 PSI.....	81
Figure 88 : Première jauge de déformation et vérification numérique.....	81
Figure 89 : Effet du maillage sur la précision des résultats de $\epsilon_2$ .....	82
Figure 90 : Effet du maillage sur la précision des résultats de $\sigma_{VM}$ .....	83
Figure 91 : Maillage adapté.....	83
Figure 92 : Analyse de la répartition des contraintes au niveau de la jonction.....	85
Figure 93 : Évolution de la zone de concentration.....	85
Figure 94 : Protocole de pressurisation.....	86
Figure 95 : Introduction du protocole de pressurisation sur Abaqus.....	86
Figure 96 : Jauge de déformation de l'essai complet et vérification numérique.....	87
Figure 97 : Déformation maximale de $\epsilon_3$ sous 3000 PSI.....	88
Figure 98 : État des contraintes (P=3500 PSI).....	88
Figure 99 : Distribution des états limites en 2D selon le critère de von Mises.....	89
Figure 100 : Courbe de P=f(PEEQ) pour la partie de décharge.....	90
Figure 101 : Amincissement de l'épaisseur de la partie de décharge.....	90
Figure 102 : Gonflement de la partie de décharge.....	91
Figure 103 : Exemple d'une commande de démarrage (Python).....	94
Figure 104 : Création d'une base de données (Python).....	94
Figure 105 : Paramètres du matériau (Python).....	95
Figure 106 : Choix de step et des sollicitations (Python).....	95
Figure 107 : Variables d'entrées du maillage (Python).....	95
Figure 108 : Création du job et l'exécution.....	95
Figure 109 : État de déformation sous une pression de 145.03 PSI.....	96
Figure 110 : État de déformation sous une pression de 319.08 PSI.....	96
Figure 111 : État de déformation sous une pression de 701.98 PSI.....	96
Figure 112 : État de déformation sous une pression de 1544.36 PSI.....	97
Figure 113 : État de déformation sous une pression de 3000 PSI.....	97

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Ordre et type des défauts lors de l'application d'une charge élevée .....	11
Tableau 2 : Plan d'expérience expérimental de prédiction .....	23
Tableau 3 : Les contraintes principales d'un pipeline épais sous pression.....	31
Tableau 4 : La dilatation thermique de certains matériaux.....	49
Tableau 5 : Propriétés mécaniques de l'acier « X-70 » .....	52
Tableau 6 : Géométrie du pipeline utilisé .....	52
Tableau 7 : Analyse comparative des $\sigma_{VM}$ et des déplacements .....	53
Tableau 8 : La composition chimique de l'acier AISI 1020.....	56
Tableau 9 : Les propriétés mécaniques de l'acier AISI 1020 .....	56
Tableau 10 : Les propriétés thermiques de l'acier AISI 1020 .....	57
Tableau 11 : Géométrie des pipelines normalisés.....	57
Tableau 12 : Comparaison expérimentale-analytique des pressions.....	58
Tableau 13 : Comparaison des contraintes de von Mises .....	61
Tableau 14 : Caractéristique géométrique du pipeline $K_1$ .....	62
Tableau 15 : Prédiction des pressions de pré-éclatement pour $K_1$ à $K_{10}$ .....	64
Tableau 16 : Les contraintes principales pour chaque rapport de diamètre .....	66
Tableau 17 : Caractéristique géométrique du pipeline choisi (AISI1020).....	71
Tableau 18 : Propriétés mécaniques de la fonte ductile (65-45-12).....	74
Tableau 19 : Détermination de la pression d'éclatement analytique.....	77
Tableau 20 : Couple du serrage suivant la norme des F.E.D.S.....	79
Tableau 21 : Raffinement du maillage de la décharge .....	82
Tableau 22 : Effet de raffinement de maillage sur la contrainte de von Mises.....	83
Tableau 23 : Concentration des contraintes et des déformations.....	84
Tableau 24 : Vérification expérimentale des déformations .....	87

## NOTATIONS ET SYMBOLES

Symbole	Unité	Définition
e		Base logarithmique népérien
P, p	MPa	Pression
$P_{\text{externe}}, P_0, p_0$	MPa	Pression externe
$P_{\text{interne}}, P_i, p_i$	MPa	Pression interne
$P_{\text{éclatement}}, P_{\text{max}}$	MPa	Pression d'éclatement
$P_{\text{pré-éclatement}}, P_{\text{min}}$	MPa	Pression de pré-éclatement
t	s	Temps
$D_m, D_{\text{ave}}$	mm	Diamètre moyen
$D_e, D_0$	mm	Diamètre extérieur
$D_i$	mm	Diamètre intérieur
e	mm	Épaisseur
E	MPa	Module d'élasticité (Module de Young)
$\chi$		0.65 pour les tuyaux cylindriques en acier
$\nu$		Coefficient de poisson
$\nu_{\text{secant}}$		Coefficient de poisson à la rupture = $0.5 - (0.5 - \nu) \cdot \sigma_{\text{ult}} / (\epsilon_u \cdot E)$
n		Coefficient de durcissement = $\exp(1 + \epsilon_u)$
exp		2.718
L	mm	Longueur
$R_m$	mm	Rayon moyen
$R_e, R_0, r_e$	mm	Rayon extérieur
$R_i, r_i$	mm	Rayon intérieur
k		$R_e/R_i$
K		$D_e/D_i$
S	$\text{m}^2$	Surface du pipeline
T, $\theta$	°C, K	Température
$\theta^0$	K	Température de référence pour la dilatation thermique
$\theta^1$	K	Température initiale
$\alpha$	$\text{K}^{-1}$	Coefficient de dilatation thermique
$f_p$		Valeurs actuelles des variables de l'excursion prédéfinies

$f_{\beta}^i$		Valeurs initiales des variables de l'excursion
$\varepsilon$		Déformation
$\varepsilon_a$		Déformation à la limite d'élasticité
$\varepsilon_p$		Déformation plastique
$\varepsilon_u$		Déformation uniforme
$\tau_{oct}$	MPa	Cisaillement octaédrique
$\sigma$	MPa	Contrainte
$\sigma_r$	MPa	Contrainte normale radiale
$\sigma_{\theta}, \sigma_t$	MPa	Contrainte normale circonférentielle
$\sigma_l, \sigma_z$	MPa	Contrainte normale longitudinal
$\sigma_{ys}$	MPa	Limite d'élasticité
$\sigma_{ult}$	MPa	Limite ultime
$\sigma_{VM}$	MPa	Contrainte de von Mises
$\sigma_T$	MPa	Contrainte équivalente de Tresca
$\sigma_{all}$	MPa	Égal à $\sigma_{ys}$ (Pré-éclatement) ou $\sigma_{ult}$ (éclatement)
$\sigma_{flow}$	MPa	Flow strength
YT		$\sigma_{ys}/\sigma_{ult}$
u		Facteur de contrainte de Load
V	m/s	Vitesse de fluide
$\rho$	Kg/m <sup>3</sup>	Masse volumique
$\mu$	Kg/m.s	Viscosité dynamique
$\vartheta$	m <sup>2</sup> /s	Viscosité cinématique
R		Nombre de Reynolds
$C_{el}$		Matrice de comportement élastique
$\{I\}$		Vecteur identité au sens de la représentation vectorielle

## RÉSUMÉ

De nos jours, la demande en équipements sous pression (ESP) a grandement augmenté dans le monde industriel. Ces équipements sont souvent utilisés pour le transport et le stockage des fluides (pétrole, gaz, eau, huile). Dans l'industrie pétrolière et gazière, les pipelines sont parmi les ESP les plus utilisés pour transporter le pétrole, l'essence, les produits chimiques et d'autres fluides sous des pressions et des températures variables. Ces équipements sont fabriqués à partir des matériaux hautes performances conformes aux normes afin d'optimiser leur sécurité et leur fiabilité. En effet, certaines normes et travaux de recherche spécifient des conditions de fonctionnement et des paramètres de conception de canalisations, notamment : taille de fonctionnement optimale, intervalles de sécurité, température / pression de fonctionnement nominale (États limites) et pression de rupture.

L'objectif principal de ce travail est de développer une approche générique de prédiction des pressions de pré-éclatement d'une série de géométrie de pipelines en acier AISI1020. La prédiction de la pression limite admissible de pré-éclatement est le critère cible de conception des pipelines compte tenu de la géométrie et des propriétés mécaniques de ce matériau. Un modèle d'un pipeline standard générique 3D a été mis en place et développé à l'aide du logiciel commercial Abaqus couplé avec un script Python. La validation des prédictions résultats de la simulation a été faite avec des modèles analytiques et des résultats d'essais d'éclatement expérimentaux.

Un plan d'expérience d'essai-calcul est aussi considéré pour l'étude de la partie de décharge d'une pompe centrifuge dont on connaît respectivement sa composition et les propriétés mécaniques de son matériau. L'influence des paramètres de conception (épaisseur, niveaux des pressions, propriétés physiques) sur les pressions limites admissibles a été étudiée.

**MOTS-CLÉS :** ESP (Équipement Sous Pression), pipeline, pression, température, pré-éclatement, éclatement, critère d'état limite.

## ABSTRACT

Today, demand for equipment under pressure (EUP) has greatly increased in the industrial world. These equipment are often used for transporting and storing fluids (oil, gas, water, oil).

In the oil and gas industry, pipelines are among the most used EUP to transport oil, gasoline, chemicals and other fluids under varying pressures and temperatures. These devices are made from high-performance, standard-compliant materials to optimize their safety and reliability. Indeed, some standards and research specify operating conditions and pipe design parameters, including: optimal operating size, safety intervals, nominal operating temperature / pressure (Limit states), and failure pressure.

The main objective of this work is to develop a generic prediction pre-bursting pressures approach of a series of geometry of AISI1020 steel pipelines. The prediction of the permissible pre-burst pressure is the design criterion of the pipelines taking into account the geometry and the mechanical properties of this material. A model of a standard generic 3D pipeline has been implemented and developed using the Abaqus commercial software coupled with a Python script. Validation of simulation results predictions was made with analytical models and experimental burst test results.

A test-calculation design of experiment plan is also considered in order to study a discharge centrifugal pump model whose composition and the mechanical properties of its constituent material are known. The effect of design parameters (thickness, pressure levels, physical properties) on admissible limit pressure is studied.

**KEYWORDS:** EUP (Equipment under pressure), pipeline, pressure, temperature, pre-burst, burst, limit state criterion.



## CHAPITRE 1 : CONTEXTE DU PROJET

### 1.1 Introduction

Un pipeline est une conduite destinée à l'acheminement de matières fluidique vu l'aspect très important dans l'infrastructure énergétique. Ce tuyau cylindrique aide à fournir un transport économique de gaz, de pétrole et d'autres hydrocarbures pour répondre aux besoins de l'industrie pétrochimique. Ils sont conçus pour contenir des gaz ou des liquides à une pression nettement différente de la pression ambiante.

Des études antérieures numériques et expérimentales portant sur la prédiction des pressions d'éclatement et le comportement des pipelines ont été réalisées [1,2,3]. La fluctuation permanente des pressions et des températures internes/externes constitue un phénomène assez standard auquel font face ces pipelines. Ces fluctuations mènent inévitablement à l'endommagement progressif, voire instantané, des équipements par fatigue, fluage ou surpression.

Dans la majorité de ces études, le choix de critère de défaillance utilisé pour quantifier les niveaux des pressions limites de pré-éclatement et d'éclatement représente un défi majeur des chercheurs. D'ailleurs, les critères tels que ceux de Tresca, von Mises, unifiés [4,5,6] sont établies directement à partir des modes de défaillances primaires synonymes de pressions et températures limites, de déformation plastique critique, d'instabilité fonctionnelle et concentration de contraintes. La prédiction précise des pressions de pré-éclatement ou d'éclatement joue un rôle central dans la conception technique et l'évaluation d'écoulement des fluides dans les divers ESP. D'autres chercheurs ont déployé des efforts afin d'amener des éléments de réponses au processus de prédiction des pressions limites à travers des essais expérimentaux, calculs empiriques et des simulations numériques [7,8,9,10]. Un nombre considérable d'algorithmes et méthodes numériques ont été élaborés par des chercheurs afin d'atteindre un objectif commun consistant à réduire les risques de rupture et d'éclatement des ESP [11,12,13]. Les méthodes numériques les plus performantes reposent sur l'utilisation des logiciels commerciaux dont les formulations

thermomécaniques et les schémas de résolution implicite et explicite de comportement élastoplastiques sont déjà implémentés. Les données issues des essais d'éclatement en laboratoire permettent de comparer, vérifier et valider les résultats de simulation en mettant en évidence les critères d'admissibilité adéquats et l'analyse de l'état des contraintes dans les zones les plus critiques d'un prototype test.

Les pipelines en général comprennent beaucoup de sections de grand diamètre. Ils se présentent en général sous forme des tuyaux en acier à parois minces et à base de carbone. Au Canada, c'est comme toutes les grandes nations, la transmission des hydrocarbures est basée sur un trafic de pipeline afin de faciliter la transmission de l'énergie partout au pays comme montre la Figure 1 :

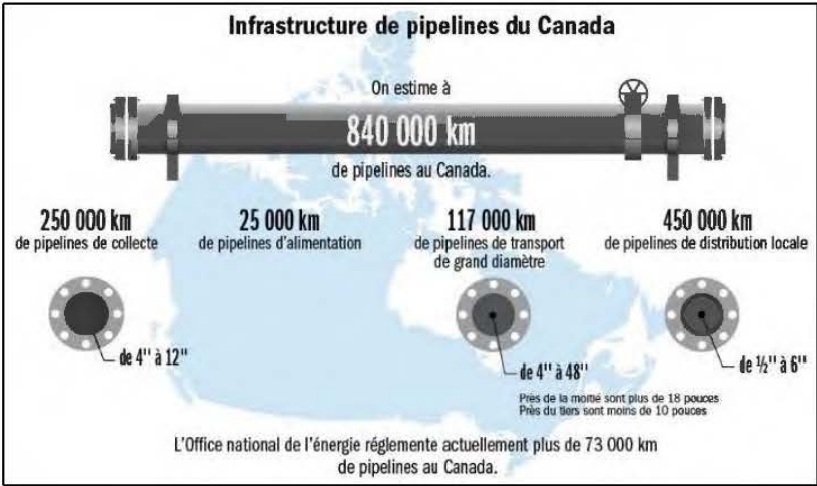


Figure 1 : Infrastructure des pipelines du Canada [14]

Le transport peut se faire sur des petites ou longues distances, terrestre ou même martine comme montre la Figure 2 :



Figure 2 : Les types de transfert fluide

Avant de transférer le fluide, la matière brute est extraite du sol puis elle sera traitée et raffinée (Des pompes et des compresseurs lui permettent de circuler à travers le réseau). La Figure 3 montre un exemple d'extraction :



Figure 3 : Exemple d'extraction du pétrole

Une fois le pétrole est prêt, des pompes le déplacent à une allure sécuritaire vers les pipelines afin de le transférer à son aboutissement. Le débit de transmission suit généralement les normes internationales afin de conserver une allure sécuritaire.

Le pipeline qui lie Alberta et Ontario (Environs 2113 Km) se considère parmi les exemples de transfert fluide les plus importants comme montre la Figure 4. Ce voyage prend environ un mois (Environs 3 Km/h) :

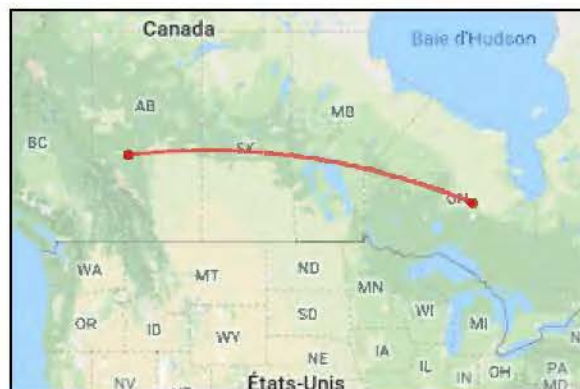


Figure 4 : Exemple du réseau de pipeline liant Alberta et Ontario

Les pipelines sous-marins sont la principale composante d'un système de transport pétrolier en mer. La Figure 5 montre un exemple de ces tuyaux qui transfèrent le gaz de la Tunisie vers l'Italie.



Figure 5 : Infrastructures de transport de pétrole et de gaz en Tunisie <sup>[15]</sup>

Généralement, les pipelines peuvent être fabriqués, entre autres, en métal ou en matériau composite. Dans ce dernier cas, le réservoir est fabriqué par enroulement filamentaire.

L'objectif principal de ces pipelines, c'est de transférer le fluide dans différents critères : On parle particulièrement de la variation de la pression (Interne ou externe) ou de la température. L'important c'est de minimiser les risques de défaillance qui sont dus dans la plupart de temps à des erreurs de conception et à une évaluation non précise de la fiabilité <sup>[16]</sup>.

La production de ces pipelines évolue de manière très significative et le développement informatique lié à ce domaine ne cesse pas d'avancer vu qu'il est maintenant possible d'analyser les pipelines et faire des calculs numériques précis sur les contraintes, les pressions, les températures, les écoulements, etc.

Plusieurs normes et codes qui traitent les pipelines sous pression existent aujourd'hui afin d'encadrer ce domaine dont la plupart spécifient le type de matériau utilisé, le type de fluide transporté, les pressions et les températures appliquées...etc <sup>[17]</sup>.

Parmi ces normes on peut citer les trois les plus importantes au Canada qui sont : B51-F14 2014 <sup>[18]</sup>, NQ 3650-900 <sup>[19]</sup>, 1989 et DORS 86-304 <sup>[20]</sup>.

Les compagnies de fabrication doivent suivre ces codes afin d’avoir un produit parfait au niveau de la sécurité et du rendement, et surtout de maintenir l’uniformité partout au Canada. La Figure 6 suivante montre les 13 phases à suivre selon les normes au niveau de la production des pipelines :

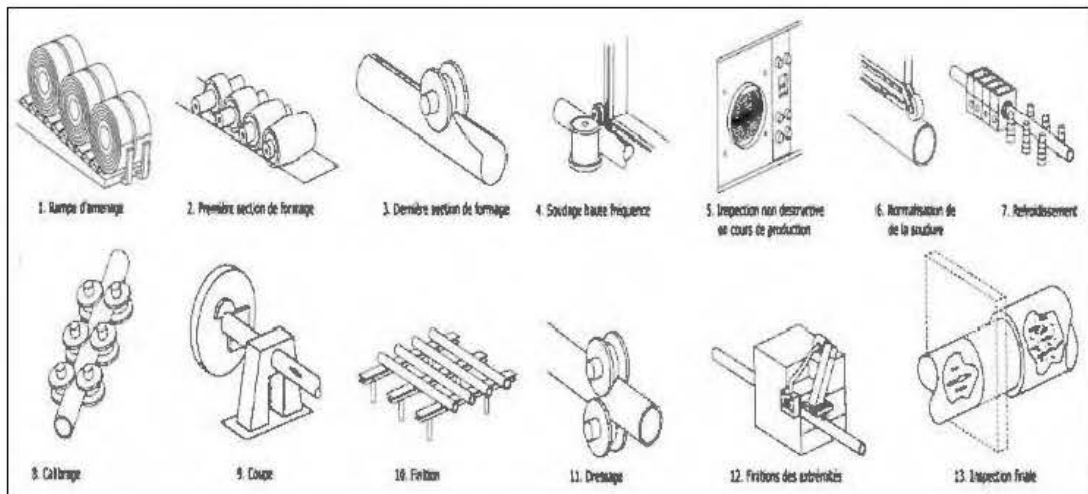


Figure 6 : Chaîne de production des pipelines

L’acier nord-américain est considéré parmi les meilleurs matériaux qui sont capables de s’adapter avec la transmission du fluide sous pression ainsi l’échange thermique. Ce matériau est capable de limiter strictement les effets de concentration de contrainte. Dans ce cas, les contraintes résiduelles vont être très réduites, de telle façon que le tuyau sera résistant à tout type de chocs, tel que la variation des charges primaires liées à la transmission de fluide. Un pipeline avec ces critères va avoir de l’attraction par toutes les entreprises mondiales vu l’importance écologique ainsi la durée de vie.

L’évolution de notre monde est accompagnée par de nouvelles générations de matériaux. Autre que l’acier nord-américain mentionné ci-dessus, ils existent aujourd’hui plusieurs additifs chimiques qui aident à rendre les pipelines plus résistants et plus performants.

Le polychlorure de vinyle (PVC) est le meilleur exemple, vu ses capacités à augmenter la ténacité et la ductilité des tuyaux. Cet additif est connu par sa résistance à tout type de choc, quel que soit l’effort mécanique appliqué : Traction, flexion ou compression.

## 1.2 Problématique

Les pipelines sont soumis à différents types de chargement et doivent prévenir tous types de dommage, vu qu'à l'atteint des états limites, les modes de défaillance primaires peuvent apparaitre, comme une déformation plastique brute, une instabilité, un flambage ce qui amène à un éclatement [21].

Au cours de la transmission de fluide, il s'apparait sur les pipelines un phénomène d'instabilité dû à des effets intérieurs ou extérieurs. Cela provoque le plus souvent une défaillance, une déformation ou même la ruine de ces structures, ce qui impose un dimensionnement au flambage.

La variation de la pression et de la température est certainement le cas le plus étudié. La caractéristique du matériau ou encore le problèmes d'interaction entre les différents chargements sont des paramètres à prendre en compte, puisqu'ils conditionnent le passage d'une déformation élastique à une déformation plastique. La résolution de ces problèmes peut garantir au moins de plus que 50% une bonne fiabilité.

Le caractère brutal de la rupture des pipelines impose aussi une exigence maximale du taux d'acceptation des défauts. La Figure 7 montre les défauts les plus courants :



Figure 7 : Les défauts d'assemblage et/ou de fabrication des pipelines [22]

Concernant la sûreté des pipelines au Canada, certaines données existent aujourd'hui afin de détailler le problème d'éclatement qui affronte les énergies renouvelables et les non renouvelables.

Toutes les données et les statistiques ont été bien analysées par le Bureau de la sécurité des transports du Canada (BST) [23] qui les utilise afin d'analyser le système de transport canadien.

En 2016, le système de pipelines canadien a acheminé 196 millions m<sup>3</sup> de pétrole (1,2 milliard de barils) dans des oléoducs d'une longueur totale de 18 503 kilomètres. Ainsi, 183 milliards m<sup>3</sup> de gaz naturel (6,5 billions de pieds cubes) dans des canalisations de gaz naturel d'une longueur totale de 53 356 kilomètres.

Jusqu'au mois de janvier 2018 ainsi les années 2017, 2016 et 2015, aucun accident de pipeline n'a été signalé au BST. Par contre, avant 2015, il y avait eu des graves accidents surtout entre 2007 et 2014. Le nombre total au cours de ces huit années est de 62, quels que soit des petits ou des grands accidents (fuites) :

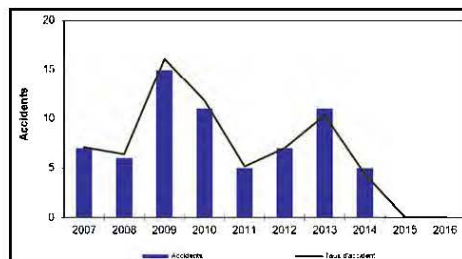


Figure 8 : Nombre d'accidents et taux d'accidents

Durant la période de 2007 à 2014, 42 % des accidents de pipeline se sont produits dans des stations de compression et dans des usines de traitement de gaz et 28 % dans des canalisations de transport. Les autres accidents de pipeline (30 %) se sont produits à des stations de pompage, à des terminaux, à des stations de comptage et sur des conduites d'amenées :

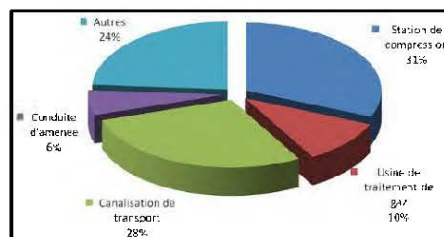


Figure 9 : Pourcentage d'accidents par type d'installation entre 2007-2016

### **1.3 Originalité de la recherche**

L'originalité de la recherche porte sur l'étude de la fiabilité opérationnelle des pipelines de transport de fluide soumis à des hautes pressions. À terme de cette étude, il faut établir un modèle analytique et numérique pour l'évaluation des états limites admissibles portant sur le comportement mécanique de ces tuyaux. Des méthodes de modélisation (éléments finis) et de simulation numérique ainsi que des essais expérimentaux seront envisagées.

### **1.4 Objectifs**

Les objectifs du projet de recherche sont divisés en objectifs généraux et objectifs spécifiques, selon le cas :

Les objectifs généraux de ce projet consistent à :

- Étudier les principaux problèmes associés aux ESP.
- Connaître les lois et les normes gouvernementales qui existent pour minimiser les risques de défaillance et augmenter la fiabilité.
- Optimiser la conception et la fabrication des pipelines et comprendre l'influence des paramètres qui agissent sur l'instabilité des ESP.

Les objectifs spécifiques du projet sont :

- Connaître les différents types et les différentes structures des pipelines.
- Étudier l'influence des différentes conditions opératoires sur la structure des pipelines.
- Vérifier les états limites prescrits par la loi et les normes.
- Examiner les dangers et les risques associés.
- Prédire les pressions de pré-éclatement et d'éclatement dans les ESP.
- Développer un modèle numérique générique sous pression d'un tube simple et la section de décharge d'une pompe centrifuge multistages.



## **1.5 Hypothèse de recherche**

Les différents types des pipelines sous pression sont représentés par des variations au niveau des paramètres mécaniques, les propriétés chimiques et les caractéristiques morphologiques de la pièce. En effet, l'ensemble des hypothèses suivantes illustre la recherche :

- La performance, le rendement et la rentabilité des pipelines augmentent lorsque ces derniers ont une longue durée de vie et le matériau de fabrication est résistant et de bonne qualité.
- La transmission de fluide à haute pression à l'intérieur des pipelines rend le transport plus rapide, par contre, ça peut entraîner des allongements plus importants.
- La ductilité et la ténacité se différencient suivant le type de matériau ainsi la géométrie du pipeline utilisé.
- L'utilisation d'un pipeline à base de métal avec une couche d'un additif chimique qui résiste au choc donne un pipeline qui a un allongement à la rupture important.
- Les entreprises qui sont liées directement ou indirectement à l'infrastructure énergétique cherchent toujours les tuyaux cylindriques les plus fiables.

## **1.6 Retombées**

### **1.6.1 Retombées socio-économiques**

Pour les diverses applications auxquelles les pipelines sont destinés (Secteur de la pétrochimique, la distribution de l'eau, la construction et l'automobile...etc.) cela représente un gain d'argent et une augmentation de la durabilité.

L'industrie de la métallurgie essaye toujours de rendre les pipelines plus performants en ajoutant des complémentaires métallique ou chimique afin d'améliorer certaines propriétés mécaniques afin de réduire les coûts de maintenance.

### **1.6.2 Retombées environnementales**

La transmission du fluide dans une nouvelle génération des pipelines qui respectent la nature représente aujourd'hui l'une des clés de la problématique de sauvegarde de notre environnement :

- L'environnement atmosphérique : La qualité de l'air ne va pas s'affecter par la poussière pendant la construction comme pour le cas des pipelines traditionnels. Il n'y aura plus des contaminants atmosphériques émis par la combustion des combustibles fossiles utilisés pour les équipements de construction.
- Environnement acoustique : Le bruit qui est lié aux activités de construction est un problème du passé. Les installations maintenant sont basées sur l'utilisation des outils et des équipements très évolués.
- Végétation : La végétation (y compris les forêts et les communautés végétales rares) ne va plus s'affecter par les perturbations de surface, les changements dans les débits du fluide et l'arrivée d'espèces exotiques. Les nouveaux tuyaux cylindriques participent aussi à la protection, sensibilisation et conservation des espaces verts.

## CHAPITRE 2 : GÉNÉRALITÉS ET ÉTAT DE L'ART

### 2.1 Introduction

Le pré-éclatement et l'éclatement des pipelines sont le résultat d'un processus physique ou de plusieurs processus qui s'assemblent. Ces processus s'effectuent sous l'action des effets externes comme la pression, la température, les efforts mécaniques externes, les réactions chimiques par les fluides ou par l'environnement. La continuation de ces effets externes dans le temps affaiblit la résistance mécanique ce qui conduit à la rupture des pipelines selon un nombre restreint des modes mécaniques. Le Tableau 1 résume les principaux défauts qui amènent à l'éclatement des pipelines :

Tableau 1 : Ordre et type des défauts lors de l'application d'une charge élevée

Ordre de défaut	Type de défaut	
1	Gonflage	
2	Bombement avec l'apparition des zones de striction	
3	Déformation excessive	
4	Concentration des contraintes	
5	Plasticité	Phénomène interne microcristallin
6	Écrouissage	
7	Endommagement	
8	Naissance des fissures	
9	Propagation des fissures	
10	Fracture	

Le principe du calcul de la résistance mécanique des pipelines est basé sur la détermination et l'analyse de la courbe de contrainte-déformation. Les critères de calcul comme ceux de von Mises et Tresca aident à fixer les valeurs limites des sollicitations. Ces valeurs sont définies par les normes provinciales, fédérales et internationales afin de bien encadrer le réseau pétrochimique industriel pour rendre ces pipelines plus fiables.

Généralement, il ne suffit pas de connaître l'état des contraintes limites, mais il faut savoir aussi comment se produit l'éclatement.

L'étude des mécanismes de fracture des pipelines sous pression aura pour but de mettre en place de meilleurs critères de rupture.

## **2.2 Les normes et les réglementations**

Dans le paragraphe 1.1, les diverses réglementations de conception et d'installation des pipelines ont été détaillées. Mais cette partie va préciser les exigences des diverses réglementations sur tout ce qui est lié aux sollicitations, l'identification des processus physiques d'endommagement et de rupture, l'importance des calculs et la nécessité de respecter les facteurs de sécurité entre les termes de sollicitation et les termes de résistance.

Les règles garantissent que les chocs restent limités, par contre elles n'assurent pas une protection et une résistance contre la vieillissement.

La combinaison des données de calcul avec le respect de tout ce qui est réglementaire, sert à mieux crédibiliser le modèle analysé ainsi de rendre le pipeline plus fiable en assurant une sécurité suffisante contre les déformations excessives, les déformations plastiques et envers le flambage des corps de ces pipelines.

## **2.3 Conception et type de matériau <sup>[24]</sup>**

La conception d'un pipeline nécessite un travail très précis afin d'assurer la sécurité des citoyens et la protection de l'environnement. Aux termes de la réglementation de l'Office national de l'énergie, la construction d'un pipeline consiste en un certain nombre d'activités qui contribuent toutes à l'intégrité à long terme de ces tuyaux et à réduire au minimum les effets sur l'environnement et sur les personnes qui résident à proximité de l'installation.

- Les pipelines canadiens qui transportent le fluide sont faits d'acier et leur diamètre intérieur varie normalement de 10 mm à 1 200 mm (De 4 à 48 pouces).
- L'acier utilisé est un acier purement nord-américain de la première qualité et fabriqué conformément aux exigences strictes de l'association canadienne de normalisation, afin d'avoir un pourcentage d'erreur  $\cong 0$ .



Figure 10 : Exemple de production des pipelines au Canada

Au niveau de l'installation, les réglementations permettent d'avoir un circuit parfait capable d'éviter la corrosion généralisée et la fissuration au meilleur coût. Le processus normalisé est le suivant :

- Validation géométrique du pipeline par l'équipe de métrologie
- Protection de la terre végétale pour la remise en état future.
- Creusement à la profondeur souhaitée et mise à côté le sol excavé.
- Plier les joints de conduite à l'aide d'une cintreuse hydraulique s'il y a des changements de direction.
- Inspecter et valider chaque accolement à l'aide des rayons X et des ultrasons après les opérations de soudage (Manuelle ou automatisée).
- Application des revêtements pour prévenir la corrosion ou la rouille.
- Installation des vannes et d'autres raccords à des emplacements intermédiaires conformément au code visant les pipelines de l'association canadienne de normalisation.
- Mise en essai des pipelines avec de l'eau afin de vérifier l'intégrité de l'ensemble des conduites, soudures, raccords et vannes. Un essai concluant est nécessaire pour obtenir un certificat pour l'exploitation du pipeline.



Figure 11 : Installation des pipelines suivant les normes canadiennes

## 2.4 Résistance des matériaux [26]

### 2.4.1 Comportement d'une structure contenant des fissures

Une fois les états limites sont atteints, le système commence à admettre des fissures sur la surface perpendiculaire aux charges appliquées. Ces défauts sont considérés comme le facteur principal qui influe sur la durée de vie des pipelines.

Un des objets de la mécanique de la rupture est de calculer la durée de vie des pièces en fonction du nombre de cycles de contraintes endurés.

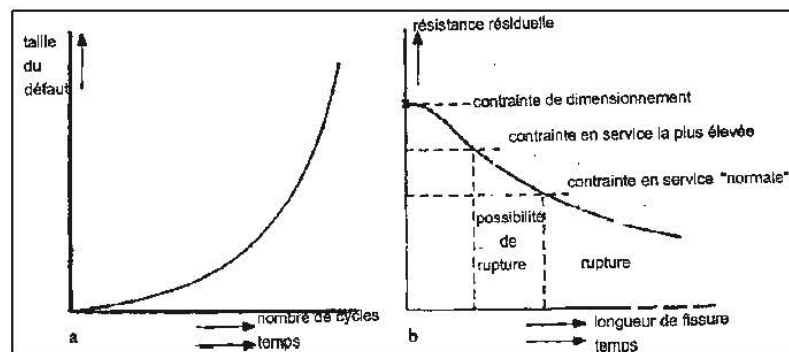


Figure 12 : Effet des chocs sur la durée de vie des pipelines

La fissure engendre une concentration de contrainte à l'emplacement du défaut, ce qui entraîne une baisse au niveau de la résistance de la pièce. Dans ce cas, la pièce voit sa durée de vie limitée : Un passage du pré-éclatement à l'éclatement.

### 2.4.2 Les déformations excessives

La déformation excessive se considère parmi les problèmes les plus connus qui causent l'éclatement. Dans ce cas, la maintenance préventive devient primordiale afin de déterminer les raisons de ruptures et la solution protectrice.

Il y a deux critères mécaniques qui aident à identifier ces déformations :

- La capacité fonctionnelle : Les déformations irréversibles (Plastique) causées ne dépassent pas l'ordre de grandeur des déformations réversibles (Élastique).
- La sûreté : La capacité à garantir un transfert fluide ultra sécuritaire.

Pour limiter les défauts, les normes qui existent aujourd'hui obligent d'augmenter les épaisseurs du tuyau afin de se défendre envers tout type de choc.

### 2.4.3 Analyse élastique plastique

Lors d'une transmission de fluide à l'intérieur des pipelines, la distribution des contraintes normales dans une section n'a pas un grand effet tant que la pression appliquée n'a pas atteint les valeurs limites. Cette pression agit exactement comme une force sur une poutre et la distribution de cette charge s'impacte sur tout le long du pipeline. Elle est définie aussi comme l'intensité de la force qu'exerce le fluide qui circule par unité de surface. Il n'y aura pas un dépassement de la zone élastique puisque le seuil des contraintes va être la contrainte limite d'élasticité  $\sigma_{ys}$  :

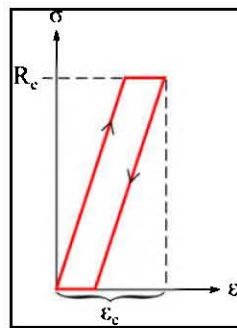


Figure 13 : État du pipeline sous une pression supportable

L'atteinte de la zone plastique se produit dès que la charge appliquée dépasse la valeur supportée par le pipeline. Une déformation se produit, même si ce n'est pas visible par l'œil, ça commence par des petits défauts (Pré-éclatement) jusqu'à atteindre l'éclatement :

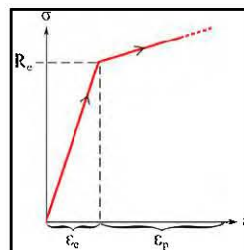


Figure 14 : État du pipeline sous une pression limite

## 2.5 L'éclatement et le pré-éclatement <sup>[25]</sup>

### 2.5.1 Aspect général

Un pipeline nécessitera de la maintenance ou la réparation dans deux cas : Par perte de l'endurance fonctionnelle (Pré-éclatement) ou par destruction totale (Éclatement).

- Le pré-éclatement : Sous forme des déformations excessives qui font perdre la résistance, fausser l'assemblage entre les pipelines. La transmission du fluide devient en danger vu qu'il y aura un risque de rupture.

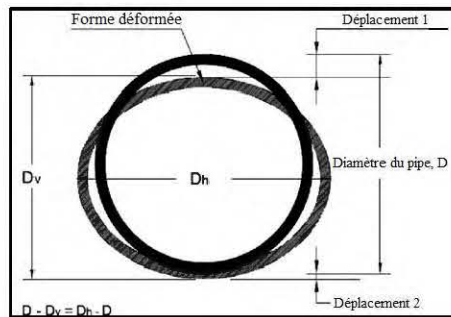


Figure 15 : Phase de pré-éclatement

- L'éclatement : Durant le pré-éclatement, et en augmentant la charge appliquée, les fissurations vont s'apparaitre ce qui va amener à une rupture (Qui va suivre en général le sens d'écoulement du fluide sous pression).



Figure 16 : Phase d'éclatement

### 2.5.2 Les modes d'éclatement

L'éclatement des pipelines est une application de la mécanique des milieux continus sous les états limites qui s'apparait lorsque ces tuyaux sont mis sous pression progressivement jusqu'à la surcapacité de résister.



Les modes de rupture s'apparaîtront, dont, on peut les classer en trois catégories :

- La partie d'élaboration : Admet une dimension microcristalline et se localise autour de la pointe de fissure.
- La partie singulière : Admet les champs mécaniques et se localise généralement dans une zone de deux rayons : Un rayon qui dépasse la partie d'élaboration, et un rayon plastique, dont en dessous, les contraintes surpassent la limite élastique  $\sigma_{ys}$ .
- La partie extérieure : Localisé au-delà des deux parties déjà mentionnées dont le champ des contraintes se combine avec les conditions aux limites.

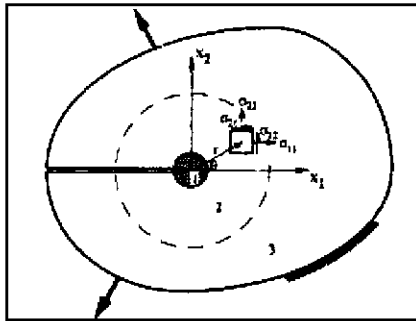


Figure 17 : Représentation du milieu de fissure

## 2.6 Comportement thermomécanique <sup>[26]</sup>

### 2.6.1 Effet de la température sur le comportement des ESP

Lors d'un essai thermomécanique, la température joue un rôle très important au niveau de la déformation des ESP. Une distribution des contraintes de deux charges (Pression et température) est plus grande qu'une distribution avec une seule charge.

La température se dégrade lentement de telle façon que lorsque la pression appliquée prend une valeur nulle ( $P = 0$  MPa), la déformation se poursuit.

Pour un plan d'expérience de 4 charges appliquées différentes et qui admet la même valeur de température  $T$ , les courbes représentatives de  $\sigma(t)$  au moment et après l'application de la charge sont les suivantes :

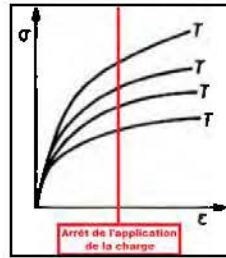


Figure 18 : Effet de la température sur la déformation des ESP

### 2.6.2 Éclatement des ESP

La déformation des ESP au moment de la rupture dépend principalement de l'évolution et de la distribution des contraintes. La température joue un rôle très important dans cela, par contre, il y a deux engrenages d'ouvrage :

- Température proche de  $0.3 \cdot T_f$  (Fusion) : L'éclatement est intragranulaire (Les particules du matériau ne seront plus collées).
- Températures entre  $0.4 \cdot T_f$  et  $0.5 \cdot T_f$  : Une rupture intergranulaire marquée par une baisse de la ductilité qui est favorisée par l'augmentation de la température.

## 2.7 Approches analytiques

### 2.7.1 Étude de la variation de la pression

La variation de la pression est un phénomène normal lors de la transmission de fluide dans les pipelines, mais ça devient un danger lorsque ces tuyaux sont soumis à des hautes pressions synonymes de pré-éclatement voire d'éclatement. La Figure 19 et la Figure 20 montrent les cas les plus courants des pipelines.

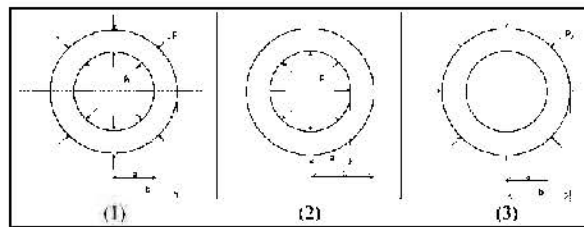


Figure 19 : Les types des pressions appliquées sur les pipelines

### 2.7.1.1 Pipeline à paroi épaisse sous pression

La Figure 19 (1) montre un exemple de ce cas, un pipeline à paroi épaisse dont deux pressions sont appliquées au même temps.

Les formulations données ci-dessous sont données pour un pipeline "ouvert" ( $\sigma_z = 0$ ).

$$\sigma_r = \frac{a^2 p_i - b^2 p_0}{b^2 - a^2} - \frac{(p_i - p_0) a^2 b^2}{r^2 (b^2 - a^2)} \quad (1)$$

$$\sigma_t = \frac{a^2 p_i - b^2 p_0}{b^2 - a^2} + \frac{(p_i - p_0) a^2 b^2}{r^2 (b^2 - a^2)} \quad (2)$$

$$u_r = \frac{1 - \nu}{E} \frac{a^2 p_i - b^2 p_0}{b^2 - a^2} r + \frac{1 + \nu}{E} \frac{a^2 b^2 (p_i - p_0)}{(b^2 - a^2) r} \quad (3)$$

### 2.7.1.2 Pipeline à paroi épaisse soumis à une pression interne, $P_0 = 0$

La Figure 19 (2) montre un exemple de ce cas, un pipeline à paroi épaisse où il y a seulement une pression interne appliquée.

$$\sigma_r = \frac{a^2 p_i}{b^2 - a^2} \left( 1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (4)$$

$$\sigma_t = \frac{a^2 p_i}{b^2 - a^2} \left( 1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (5)$$

$$\sigma_z = \frac{a^2}{b^2 - a^2} p_i \quad (6)$$

$$\sigma_{VM} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2} \quad (7)$$

$$\sigma_{TR} = \sigma_t - \sigma_r \text{ avec } \sigma_t > \sigma_z > \sigma_r \quad (8)$$

$$u_r = \frac{a^2 p_i}{E(b^2 - a^2)} \left[ (1 - 2\nu)r + (1 + \nu) \frac{b^2}{r} \right] : \text{Cylindre fermé} \quad (9)$$

$$u_r = \frac{a^2 p_i}{E(b^2 - a^2)} \left[ (1 - \nu)r + (1 + \nu) \frac{b^2}{r} \right] : \text{Cylindre ouvert} \quad (10)$$

Si l'épaisseur du pipeline est mince par rapport à son diamètre, on peut considérer la contrainte normale tangentielle comme uniforme dans l'épaisseur.

### 2.7.1.3 Pipeline à paroi épaisse soumis à une pression externe, $P_i = 0$

La Figure 19 (3) montre ce cas, un pipeline à paroi épaisse où il y a seulement une pression externe appliquée. Ce cas traite les risques d'affaissements du pipeline sous l'action de la pression extérieure. Pour certaines configurations le flambage peut se manifester avant la ruine par plastification de la structure.

$$\sigma_r = -\frac{p_0 b^2}{b^2 - a^2} \left( 1 - \frac{a^2}{r^2} \right) \quad (11)$$

$$\sigma_t = -\frac{p_0 b^2}{b^2 - a^2} \left( 1 + \frac{a^2}{r^2} \right) \quad (12)$$

$$u_r = \frac{-b^2 p_0}{E(b^2 - a^2)} \left( (1 - \nu) r + (1 + \nu) \frac{a^2}{r} \right) \quad (13)$$

$$P_{cr} = \frac{E(b-a)^3}{4(1-\nu^2) \left( \frac{a+b}{2} \right)^3} \quad (14)$$

### 2.7.1.4 Pipeline à paroi mince soumis à une pression externe, $P_0 = 0$

Pour les épaisseurs relativement faibles ( $b/a < 1.1$ ), il y a peu de différences entre les minimas et les maximas de  $\sigma_t$ . Nous pouvons utiliser les formules suivantes :

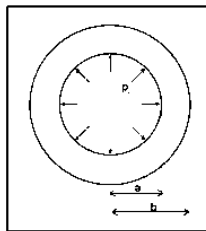


Figure 20 : Pipeline à paroi mince soumis seulement à une pression interne

$$\sigma_t = \frac{P_i \cdot a}{b - a} \quad (15)$$

$$\sigma_r = -\frac{P_i}{2} \quad (16)$$

$$\left[ \begin{array}{l} \sigma_z = \frac{P_i \cdot a}{2(b-a)}, \text{ pour un cylindre "fermé"} \\ \sigma_z = 0, \text{ pour un cylindre "ouvert"} \end{array} \right. \quad (17)$$

### 2.7.2 Aspect général des pipelines

Les pipelines facilitent beaucoup les tâches dans l'industrie pétrochimique, par contre, l'éclatement se considère comme un vrai danger qui amène à des grandes pertes.

En fonctionnement, un pipeline est soumis à des effets intérieur et extérieur comme les pressions et les températures élevées pour améliorer la mobilité du pétrole.

Par conséquent, la contrainte supplémentaire s'accumule dans les sections de pipeline, ce qui provoque le flambage global. Ce dernier s'apparait suite à une déformation intérieure ou extérieure.

Suite à ces sollicitations, un déplacement latéral s'apparait et provoque par la suite un moment de flexion qui est très élevé et qui peut conduire à une défaillance locale du flambement dans la section transversale du pipeline <sup>[31]</sup>.

### 2.7.3 Les hautes pressions

Beaucoup de chercheurs ont pu faire de nombreux essais expérimentaux afin de prédire les pressions limites. Les essais montrent que les modèles existants fournissent des estimations raisonnables de la pression d'éclatement à la température ambiante, mais dépassent de manière significative avec une température élevée.

Généralement, à partir d'une étude théorique détaillée des pipelines lors de la transmission du fluide, on peut déterminer les pressions qui illustrent le comportement mécanique. On parle précisément des pressions de pré-éclatement (Déformation irréversible du pipeline) et d'éclatement (Rupture) <sup>[27]</sup> :

- Équation de pré-éclatement

$$P_{\min} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{ys} \cdot \ln\left(\frac{D_0}{D_i}\right) \quad (18)$$

- Équation d'éclatement :

$$P_{\max} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{ult} \cdot \ln\left(\frac{D_0}{D_i}\right) \quad (19)$$

#### 2.7.4 Procédure de test

Plusieurs tests de pression ont été effectués en utilisant des pipelines d'essai. La tension axiale s'applique à l'aide d'une machine d'essai à commande par vis dans le contrôle de déplacement et à une vitesse de traverse de 0,5 mm / min (équivalent à un taux de déformation nominal de 3,33).

La pression interne du pipeline va être appliquée à l'aide d'une pompe hydraulique (Le milieu de pression est l'huile hydraulique). Au cours de ce test, des jauges de contrainte ont été attachées à la surface extérieure des petits pipelines (Longueur = 500 mm) dans les directions axiales comme montre la Figure 21.



Figure 21 : Test d'éclatement sur un petit pipeline en acier <sup>[27]</sup>

Les jauges de contrainte axiales ont été positionnées d'une façon opposée et mises en place de manière à éliminer les souches de flexion de la contrainte axiale mesurée. Deux de ces jauges de contrainte ont été fixées également dans le sens de circulation de l'huile hydraulique. Les tests étaient effectués à température ambiante et à des températures élevées (90, 110 et 160 °C) en utilisant une chambre environnementale avec rayonnement.

La température a été mesurée à l'aide d'un thermocouple attaché à la surface extérieure. La pression a été mesurée en utilisant un manomètre positionné à l'extérieur du mini pipeline.

À une température ambiante et en respectant toutes les données déjà citées, le calcul de la pression intérieure a été effectué suivant une échelle temporelle, jusqu'à la déformation de la pièce ou la rupture comme montre la Figure 22.

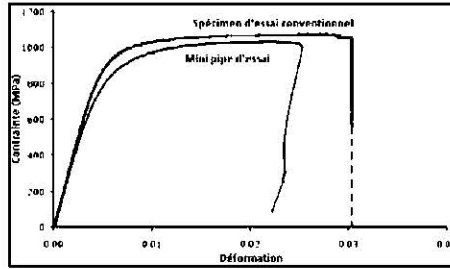


Figure 22 : Réponse de contrainte-déformation pour le test d'un mini pipeline.

Huang et al. [11] ont fait plusieurs tests en utilisant plusieurs géométries et en conservant le même type de matériau comme montre le Tableau 2 :

Tableau 2 : Plan d'expérience expérimental de prédiction

Diamètre extérieur $D_o$ (mm)	Épaisseur $t_i$ (mm)	$\sigma_{ys}$ (MPa)	$\sigma_{ult}$ (MPa)	$P_b$ (MPa) Test	$P_{min}$ (MPa) (Eq.(7))
507.93	14.30	508.8	571.0	34.50	34.09
544.05	13.50	623.9	624.0	33.84	36.67
762.40	20.00	531.5	608.0	30.63	33.07
762.40	20.00	555.0	580.0	31.95	34.54
609.60	15.90	534.3	653.0	34.79	33.05
609.60	15.90	440.5	585.0	31.76	27.25
609.60	15.90	511.5	600.0	31.72	31.64
609.60	15.90	501.2	581.0	30.70	31.01
912.00	19.00	517.1	559.0	24.85	25.41
912.00	19.00	457.8	546.0	23.11	22.50
912.00	19.00	508.8	604.0	25.80	25.00
912.00	19.00	426.7	578.0	23.17	20.97
591.80	18.20	636.0	645.0	41.76	46.62
591.20	18.90	563.0	589.0	37.68	42.95
591.20	18.90	607.0	630.0	40.79	46.31
893.70	22.50	526.0	608.0	27.93	31.38
162.20	9.80	602.0	776.0	86.60	89.52
397.60	13.50	364.0	523.0	36.50	29.56
390.80	12.80	807.0	869.0	59.60	63.13
179.40	8.94	468.8	737.7	77.70	56.83
90.35	6.50	696.3	751.4	119.27	124.90
198.20	14.60	903.1	992.7	173.80	166.20
179.50	13.30	834.2	903.1	152.29	154.50
180.30	10.40	613.6	723.8	92.17	86.85
179.10	10.30	848.0	916.9	118.51	114.10
247.10	9.86	641.1	717.0	61.08	61.50
252.40	13.50	606.7	703.2	81.56	79.26
89.00	14.40	606.7	730.8	294.65	273.89
67.30	3.91	689.4	834.2	113.34	98.33
179.60	12.01	779.0	896.2	136.09	129.14
198.90	14.70	903.1	992.7	171.66	166.80
180.60	14.90	903.1	992.7	178.55	188.05

### 2.7.5 Analyse des données

Une fois les états limites s'atteignent, le pré-éclatement s'apparait et par la suite l'éclatement. Une analyse peut être effectuée pour l'adéquation des formules de pression d'éclatement et des données de défaillance de différents tuyaux en acier. Les formules de Lawand et Bowie [28] ont présenté des données de défaillance de ces tuyaux qui permet de déterminer une analyse comparative des estimations.

Les prédictions de la théorie du rendement de Tresca [1] de la pression d'éclatement se révèlent être près des résultats expérimentaux.

L'analyse analytique a obligé Aseer Brabin et al. [7] de modifier la formule d'éclatement de Faupel :

$$P_b = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{ys} \left\{ 1 + \chi \left( 1 - \frac{\sigma_{ys}}{\sigma_{ult}} \right) \right\} \ln \left( \frac{D_0}{D_i} \right) \quad (20)$$

Cette formule permet de prédire le comportement du pipeline de telle sorte à identifier s'il s'agit d'un pré-éclatement ou un éclatement.

Les pressions analytiques trouvés sont proches de ceux obtenues à partir de la formule de Svensson :

$$P_b = \sigma_{ult} \left( \frac{0.25}{n+0.227} \right) \left( \frac{e}{n} \right)^n \ln \left( \frac{D_0}{D_i} \right) \quad (21)$$

Huang et al. [11] ont compilé des données d'essai sur différents aciers pour examiner l'adéquation de la pression d'éclatement.

L'évaluation de cette pression doit se faire en effectuant une FEA (Finite Element Analysis) en utilisant Abaqus :

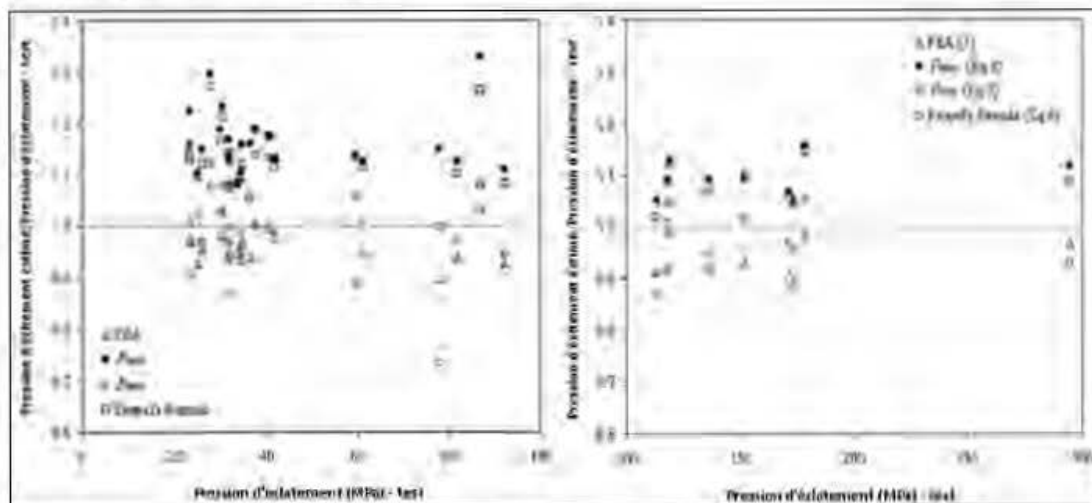


Figure 23 : Comparaison expérimentale-numérique-analytique

Une comparaison des estimations de la pression d'éclatement de la formule de Faupel et FEA de Huang et al. [11] avec les résultats expérimentaux.

Deux valeurs de pression ont été trouvées :  $P_{min}$  et  $P_{max}$ , qui correspondent respectivement au pré-éclatement et à l'éclatement. Une comparaison peut se faire avec les résultats d'essai [8] afin d'estimer la pression limites des pipelines.



Un plan d'expérience des tubes en acier (Longueur = 250 mm) a montré qu'il y a une forte déformation plastique à l'atteint des états limites comme montre la Figure 24 :

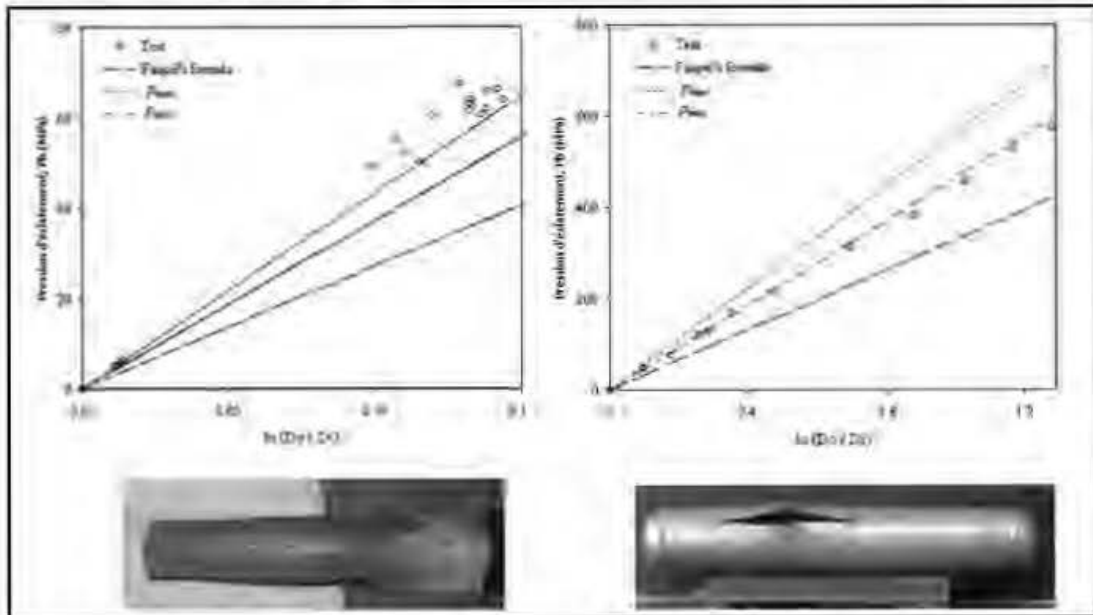


Figure 24 : Comparaison expérimentale des pressions d'éclatements

## 2.8 Conclusion

L'utilisation des pipelines augmente significativement, dans ce cas, des tuyaux cylindriques résistants à tout type de chocs, efficaces et bien améliorés doivent être disponibles afin de répondre au besoin de l'industrie [29].

L'éclatement peut s'atteindre d'une manière normale suivant plusieurs facteurs [10], mais il y a toujours des solutions afin de prédire cette rupture.

L'amélioration de la résistance et de la ténacité du matériau avec un compte tenu de la stabilité structurelle se considèrent comme les meilleures solutions préventives.

## CHAPITRE 3 : THÉORIE ET CONCEPTION DES PIPELINES SOUS PRESSIONS

### 3.1 Introduction

L'utilité de ce travail c'est d'analyser le comportement thermomécanique des pipelines sous les états limites. Dans ce cas, les modes de défaillances primaires peuvent apparaître, comme une déformation plastique grossière, une instabilité et un flambement ou même un éclatement. Ce dernier phénomène est causé lorsque la pression interne atteint un niveau maximum dont le pipeline est incapable de le supporter <sup>[1]</sup>.

Une prédiction précise que la pression d'éclatement joue un rôle central dans la conception technique et l'évaluation des intégrités du fluide dans les pipelines.

Les modèles prédictifs pour la pression d'éclatement de ces vaisseaux cylindriques se développent depuis plus d'un demi-siècle. Plusieurs experts ont essayé d'analyser des essais théorique et empirique afin de trouver des solutions qui aident à réduire ce type de danger <sup>[30]</sup>.

Le but c'est de quantifier cette pression en fonction des propriétés du matériau et les paramètres du pipeline.

Les essais théoriques, numériques et expérimentaux ont conduit à des nombreuses équations analytiques et empiriques pour prédire le pré-éclatement et l'éclatement <sup>[31]</sup>.

Dans ce chapitre, les deux pressions limites admissibles déjà mentionné ont été le critère cible de conception <sup>[32]</sup>, quel que soit :

- Pipeline à paroi épaisse.
- Pipeline à paroi mince.

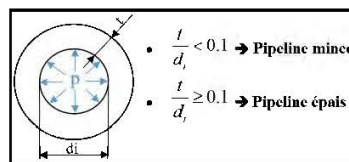


Figure 25 : Identification du type de pipeline

### 3.2 Les approches de calcul des contraintes

L'analyse des contraintes dans les ESP se diffère d'un système à un autre, selon la géométrie ou la charge appliquée. Afin de résoudre chaque système physique, il faut se baser sur des critères qui expliquent le fonctionnement, notamment les équations mathématiques qui décrivent le processus.

Tresca et von Mises sont considérés parmi les critères les plus importants qui seront utilisés dans la suite des analyses.

#### 3.2.1 Critère de Tresca

Le critère de Tresca est appelé aussi critère de Guest, est souvent utilisé pour prédire le comportement des matériaux ductile. Il est considéré comme le premier critère de rendement classique de la théorie de la résistance des matériaux ductiles isotropes.

Dans un espace composé de 3 vecteurs  $(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$ , le critère de Tresca peut être exprimé comme suit:

$$\tau_{\max} = \max\left(\frac{|\sigma_1 - \sigma_2|}{2}, \frac{|\sigma_2 - \sigma_3|}{2}, \frac{|\sigma_1 - \sigma_3|}{2}\right) = \frac{\sigma_{ys}}{2} \quad (22)$$

Ce qui permet de déterminer l'équation en termes de Tresca :

$$\sigma_T = \max(|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_3 - \sigma_1|) = \sigma_{ys} \quad (23)$$

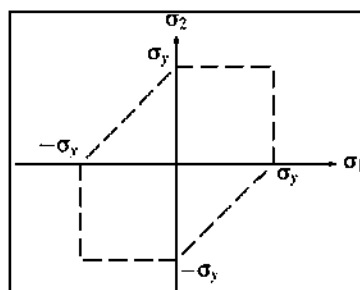


Figure 26 : Représentation du critère de Tresca

La localisation graphique du système étudié dans la Figure 26 se détermine à partir des contraintes principales (longitudinales, axiales et radiales) qui ont été expliquées dans la partie 2.7.

Le critère de Tresca est appliqué à la théorie du flux plastique en conjonction avec l'utilisation d'un modèle équivalent Tresca correspondant et une relation constitutive contrainte-déformation. Pour un matériau dur et puissant et à paroi épaisse, la solution générale de Tresca d'une pression d'éclatement est la suivante :

$$P_T = \left(\frac{1}{2}\right)^{n+1} \frac{4t}{D_m} \sigma_{uls} \quad (24)$$

Cette solution considère l'effet du flux plastique ou le durcissement de la contrainte à la pression maximale : Solution de « la pression d'éclatement ».

Lorsque  $n = 0$ , l'équation 24 se réduit à l'équation  $P_0$ , dans ce cas, au lieu de la nommer, solution d'éclatement, ça va devenir solution de « la pression du pré-éclatement ».

### 3.2.2 Critère de von Mises

Le critère de von Mises (1913), également appelé critère d'énergie maximale de distorsion, théorie de la contrainte de cisaillement octaédrique, ou théorie de Maxwell-Huber-Hencky-von Mises, est souvent utilisé pour estimer le comportement des matériaux ductiles.

C'est le deuxième critère de rendement classique dans la théorie de la force et des pipelines sous pression à paroi mince et épaisse.

En termes du cisaillement principal, ce critère est exprimé comme suit :

$$\tau_{oct} = \sqrt{\frac{1}{6} \left[ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sigma_{ys} \quad (25)$$

En terme général, la contrainte de von Mises s'exprime comme suit :

$$\sigma_M = \sqrt{\frac{1}{2} \left[ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]} \leq \sigma_{ys} \quad (26)$$

Dans le cas des contraintes planes ( $\sigma_3=0$ ), l'équation (26) prend la forme suivante :

$$\sigma_M = \sqrt{\left[ (\sigma_1)^2 - (\sigma_1 \cdot \sigma_2) + (\sigma_2)^2 \right]} \leq \sigma_{ys} \quad (27)$$

Cette équation permet d'illustrer le critère de von Mises sous forme d'une ellipse qui se croise avec le critère de Tresca au niveau des limites élastiques :

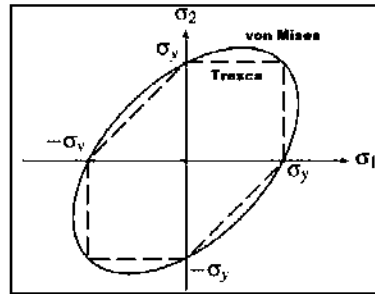


Figure 27 : Représentation du critère de von Mises

La localisation graphique du système étudié se détermine de la même façon que Tresca : À partir des contraintes principales.

Le critère de von Mises a été également appliqué à la théorie de flux de plastique par l'utilisation d'une relation constitutive contrainte-déformation. Pour un durcissement de la tension de la charge appliquée, la solution de von Mises de la pression d'éclatement est obtenue par l'équation suivante :

$$P_M = \left( \frac{1}{\sqrt{3}} \right)^{n+1} \frac{4t}{D_m} \sigma_{uts} \quad (28)$$

Lorsque  $n=0$ , la dernière équation  $P_M$  se réduit à l'équation  $P_{M0}$  :

$$P_{M0} = \frac{4t}{\sqrt{3} \cdot D_m} \sigma_{uts} \quad (29)$$

La solution de Von Mises néglige complètement l'effet de durcissement de la tension sur la prédiction de la pression d'éclatement.

### 3.3 Les pipelines à paroi épaisse

Généralement, un pipeline à paroi épaisse est un vaisseau cylindrique dont le rapport de l'épaisseur par  $D_i$  est supérieur à 0.1.

$$\frac{t}{D_i} \leq 0.1 \quad \rightarrow \quad \text{Cylindre épais} \quad (30)$$

### 3.3.1 Détermination des contraintes principales

Soit le pipeline suivant qui est soumis à une pression interne :

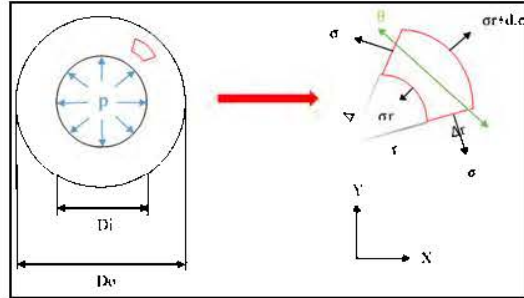


Figure 28 : Étude d'un pipeline épais soumis à une pression

L'analyse mathématique de la partie étudiée donne l'équivalence suivante :

$$\begin{cases} -\sigma_r r \Delta\theta + (\sigma_r + d.\sigma_r)(r + \Delta r)\Delta\theta - \sigma_\theta \Delta r \cdot 2 \sin\left(\frac{\Delta\theta}{2}\right) = 0 \\ -\sigma_r r \Delta\theta + \sigma_r r \Delta\theta + d.\sigma_r + r \Delta\theta + \sigma_r \Delta r \Delta\theta - \sigma_\theta \Delta r \Delta\theta = 0 \end{cases} \quad (31)$$

D'où :

$$r \cdot \frac{d.\sigma_r}{dr} + \sigma_r - \sigma_\theta = 0 \quad (32)$$

Les déformations principales en utilisant la Loi de Hooke sont :

$$\begin{cases} \varepsilon_\theta = \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{E} \\ \varepsilon_r = \frac{\sigma_r - r.\sigma_\theta}{E} \end{cases} \quad (33)$$

Soit  $C_1$  et  $C_2$  deux constantes paramétriques du pipeline qui sont liées directement à l'évolution des contraintes principales :

$$\begin{cases} \sigma_r = C_1 - \frac{C_2}{r^2} \\ \sigma_\theta = C_1 + \frac{C_2}{r^2} \end{cases} \quad (34)$$

La condition limite est atteinte lorsqu'on applique des pressions internes excessives :

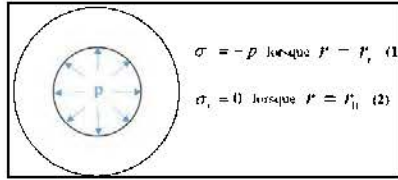


Figure 29 : Comportement du pipeline soumis seulement à une pression interne

En utilisant (34) :

$$\begin{cases} C_1 - \frac{C_2}{r_i^2} = 0 \\ -p = C_1 - \frac{C_2}{r_i^2} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} C_1 = \frac{C_2}{r_i^2} \\ -p = C_2 \left( \frac{1}{r_o^2} - \frac{1}{r_i^2} \right) \end{cases} \rightarrow C_2 = \left( \frac{r_o^2 \cdot r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \right) \cdot p \quad (35)$$

D'où, les équations des contraintes :

$$\begin{cases} \sigma_r = p \cdot \frac{r_i^2 \cdot r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \left( \frac{1}{r_o^2} - \frac{1}{r^2} \right) \\ \sigma_\theta = p \cdot \frac{r_i^2 \cdot r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \left( \frac{1}{r_o^2} + \frac{1}{r^2} \right) \end{cases} \quad (36)$$

Notamment, selon le rayon utilisé, l'état des contraintes se détermine comme suit :

Tableau 3 : Les contraintes principales d'un pipeline épais sous pression

<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pour <math>\sigma_r</math> :</li> </ul> $si : \begin{cases} r = r_i & \rightarrow \sigma_r = p \\ r = r_o & \rightarrow \sigma_r = 0 \end{cases}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pour <math>\sigma_\theta</math> :</li> </ul> $si : \begin{cases} r = r_i & \rightarrow \sigma_\theta = p \cdot \frac{r_i^2 \cdot r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \\ r = r_o & \rightarrow \sigma_\theta = \frac{2 \cdot p \cdot r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \end{cases}$
--	---

La Contrainte de cisaillement (Max) prend la forme suivante :

$$\tau_m = \frac{\sigma_\theta - \sigma_r}{2} \quad (37)$$

Notamment, selon le rayon utilisé, l'état des contraintes de cisaillement peut se déterminer :

$$si : \begin{cases} r = r_i \mapsto \tau_m = \frac{p \cdot r_o^2}{r_o^2 \cdot r_i^2} \\ r = r_o \mapsto \tau_m = \frac{p \cdot r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \end{cases} \quad (38)$$

Sachant que la contrainte de cisaillement atteint sa valeur maximum lorsque  $r = r_i$ .

### 3.3.2 Représentation graphique

La Figure 30 explique la distribution des contraintes trouvées dans le Tableau 3 lorsqu'on applique une pression à l'intérieur du pipeline :

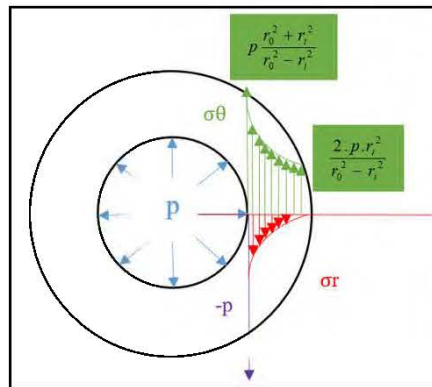


Figure 30 : Distribution des contraintes sous l'effet de la pression

### 3.3.3 Détermination de l'épaisseur

La conception des pipelines fiables commence par la détermination d'une épaisseur capable de résister aux différentes sollicitations mécaniques appliquées.

Il existe 4 équations qui appartiennent à la mécanique des milieux continus capables de définir l'épaisseur du pipeline suivant les contraintes limites de chaque matériau.

#### 3.3.3.1 Équation de Lamé

Soit le pipeline de la Figure 31 (De rayon intérieur  $r_i$  et de rayon extérieur  $r_o$ ), qui est soumis à une pression interne  $p$ .

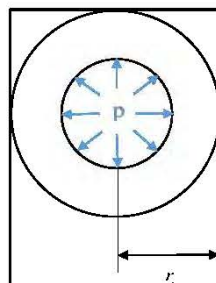


Figure 31 : Exemple d'un pipeline de rayon  $r_i$  soumis à une pression interne



À partir de l'équation de la contrainte circonférentielle (Tableau 3), on a :

$$\sigma_{\theta} \Big|_{r=r_i} = p \frac{r_0^2 + r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} < \sigma_{\max} \quad (39)$$

$$\rightarrow \frac{r_0^2 + r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{\sigma_{\max}}{p} \rightarrow \frac{r_0^2}{r_i^2} = \frac{\sigma_{\max} + p}{\sigma_{\max} - p} \rightarrow \frac{r_0}{r_i} = \sqrt{\frac{\sigma_{\max} + p}{\sigma_{\max} - p}} \quad (40)$$

Sachant que :  $r_0 = r_i + t$ , l'équation 40 prend la forme suivante :  $\frac{r_i + t}{r_i} = \sqrt{\frac{\sigma_{\max} + p}{\sigma_{\max} - p}}$

D'où l'épaisseur :

$$\Rightarrow t = r_i \cdot \left[ \sqrt{\frac{\sigma_{\max} + p}{\sigma_{\max} - p}} - 1 \right] \quad (41)$$

### 3.3.3.2 Équation de Birnie (Pipeline ouvert)

Cette équation utilise le même principe que l'équation de Lamé, mais en remplaçant la contrainte par la déformation :

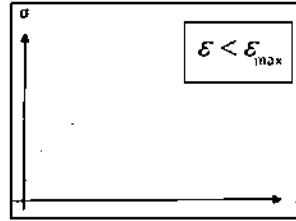


Figure 32 : Évolution des contrainte-déformation (Pipeline ouvert)

$$\begin{cases} \varepsilon_{\theta} = \frac{\sigma_{\theta} - \nu \cdot \sigma_r}{E} \\ \varepsilon_0 = \frac{1}{E} \left[ \frac{p r_i^2 r_0^2}{r_0^2 - r_i^2} \left( \frac{1}{r_0^2} + \frac{1}{r_i^2} \right) - \frac{\nu \cdot p r_i^2 r_0^2}{r_0^2 - r_i^2} \left( \frac{1}{r_0^2} - \frac{1}{r_i^2} \right) \right] < \varepsilon_{\max} \end{cases} \quad (42)$$

$$\text{Soit : } p' = \frac{p r_i^2 r_0^2}{r_0^2 - r_i^2}, \text{ ce qui donne : } \varepsilon_{\theta} = \frac{p'}{E} \left( \frac{(1+\nu)}{r_i^2} + \frac{(1-\nu)}{r^2} \right) \quad (43)$$

À partir de cette équation, ainsi la loi de Hooke l'équation 43, on a :

$$\Rightarrow t = r_i \cdot \left[ \sqrt{\frac{\sigma_{\max} + (1-\nu)p}{\sigma_{\max} - (1+\nu)p}} - 1 \right] \quad (44)$$

### 3.3.3.3 Équation de Calvarino (Pipeline fermé)

Soit le pipeline fermé de la Figure 33 ( $\sigma_z$  se localise dans la zone de coupure) :

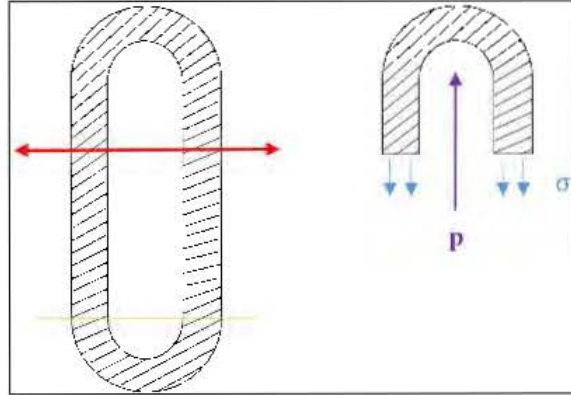


Figure 33 : Distribution de la pression dans un pipeline fermé

La formule de la contrainte longitudinale est donnée par l'équation suivante :

$$p \pi r_i^2 = \sigma_z \pi (r_0^2 - r_i^2) \Rightarrow \sigma_z = \frac{p r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} \quad (45)$$

Le même principe pour exprimer la déformation maximum ( $\varepsilon_\theta$ ) sera utilisé puisque le matériau utilisé est un matériau ductile :

$$\varepsilon_\theta = \frac{\sigma_\theta - \nu \sigma_r - \nu \sigma_z}{E} \quad (46)$$

Le maximum de déformation est toujours dans la surface intérieure du pipeline. Les équations des contraintes principales sont :

$$\begin{cases} \sigma_\theta = p \frac{(r_i^2 + r_0^2)}{(r_0^2 - r_i^2)} \\ \sigma_r = -p \\ \sigma_z = p \frac{r_i^2}{(r_0^2 - r_i^2)} \end{cases} \quad (47)$$

Par la suite, l'épaisseur se détermine par l'équation 48 :

$$\Rightarrow t = r_i \sqrt{\frac{\sigma_{all} + (1 - 2\nu)p}{\sigma_{all} - (1 + \nu)p} - 1} \quad (48)$$

### 3.3.3.4 Équation de Barlow

La formule de Barlow relie la pression interne à ses dimensions et à la résistance de son matériau. Elle est basée sur une analyse d'un système à haute pression sachant

que  $\sigma_{\theta} = \frac{p \cdot r_0}{t} < \sigma_{\max}$ . L'expression de l'épaisseur est la suivante :

$$\Rightarrow t = \frac{\sigma_{\max}}{p \cdot r_0} \quad (49)$$

### 3.3.4 Évolution des contraintes

La courbe de distributions des contraintes selon le rayon est la suivante :

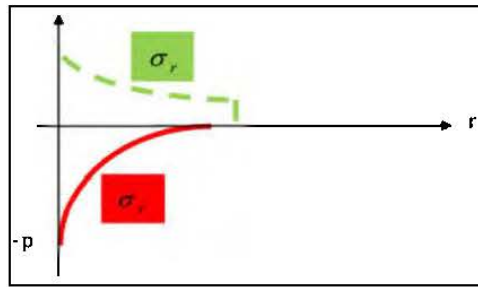


Figure 34 : Évolution des contraintes pour un pipeline épais

$$\sigma_r = C_1 - \frac{C_2}{r^2}, \text{ avec : } \begin{cases} \sigma_r = -p & \text{lorsque } r = r_i \\ \sigma_r = 0 & \text{lorsque } r = r_o \end{cases} \quad (50)$$

$$\sigma_{\theta} = C_1 + \frac{C_2}{r^2} \quad (51)$$

### 3.4 Les pipelines à parois minces

Pour les pipelines minces, deux types de contraintes sont à analyser :

- Contrainte circumferentielle :  $\sigma_t = \frac{p_i \cdot r}{t}$ .
- Contrainte longitudinale :  $\sigma_l = \frac{p_i \cdot r}{2 \cdot t}$ .

L'effet thermique de la température « T » sur un pipeline varie en fonction du rayon tout le long de l'épaisseur du pipeline. La contrainte radiale prend la forme suivante :

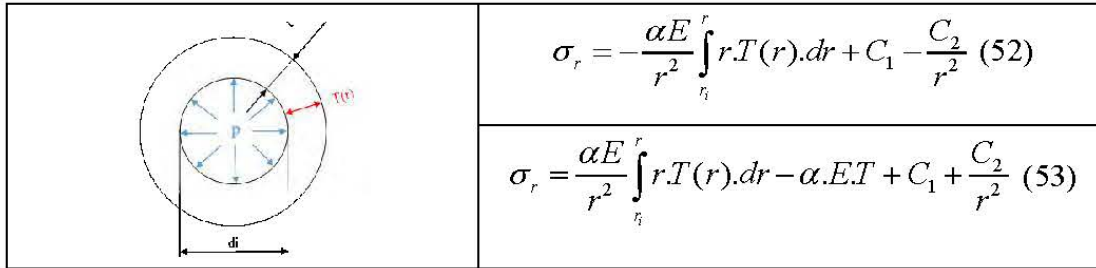


Figure 35 : Pipeline soumis à une pression interne et une température

### 3.5 Performance contre les hautes pressions

#### 3.5.1 Pipeline composé

Soit le pipeline de la Figure 36 avec sa coupe transversale :

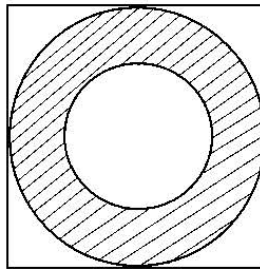


Figure 36 : Coupe transversale d'un pipeline standard

Un deuxième pipeline (Rouge) de diamètre intérieur inférieur de 1%. Il sera placé de telle façon que le jeu sera nul. Le pipeline obtenu est nommé : « Pipeline composé ».

Une pression interne s'applique comme montre la Figure 37. À l'atteinte des états limites du pipeline interne, la tension se propage tout au long de l'épaisseur globale.

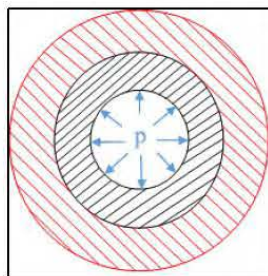


Figure 37 : Coupe transversale d'un pipeline composé sous pression

### 3.5.1.1 Pipeline intérieur

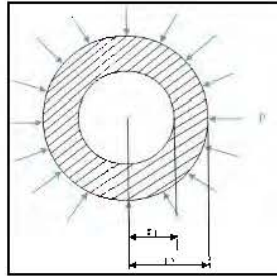


Figure 38 : Coupe transversale du pipeline intérieur sous pression

À partir de l'équation de Lamé :  $\sigma_r = C_1 - \frac{C_2}{r^2}$

$$\begin{cases} \sigma_r = 0 \text{ lorsque } r = r_1 \rightarrow C_1 = \frac{C_2}{r_1^2} \\ \sigma_r = -p \text{ lorsque } r = r_2 \rightarrow -p = C_2 \left( \frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right) \rightarrow C_2 = -p \cdot \frac{r_1^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \end{cases} \quad (54)$$

Ce qui donne :

$$C_1 = \frac{-p \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (55)$$

Par la suite :

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{-p \cdot r_1^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left( \frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r^2} \right) \\ \sigma_\theta = \frac{-p \cdot r_1^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left( \frac{1}{r_1^2} + \frac{1}{r^2} \right) \end{cases} \quad (56)$$

La Figure 39 illustre la distribution des contraintes en fonction des rayons :

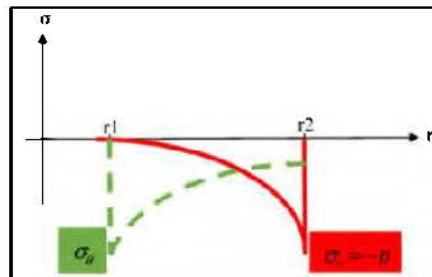


Figure 39 : Évolution des contraintes du pipeline intérieur

### 3.5.1.2 Pipeline extérieur

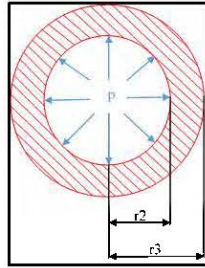


Figure 40 : Coupe transversale du pipeline extérieur sous pression

L'analyse des contraintes permet d'obtenir les équations suivantes :

$$\begin{cases} \sigma_r = p \cdot \frac{r_2^2 \cdot r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} \left( \frac{1}{r_3^2} - \frac{1}{r^2} \right) \\ \sigma_\theta = p \cdot \frac{r_2^2 \cdot r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} \left( \frac{1}{r_3^2} + \frac{1}{r^2} \right) \end{cases} \quad (57)$$

La Figure 41 illustre la distribution des contraintes en fonction des rayons :

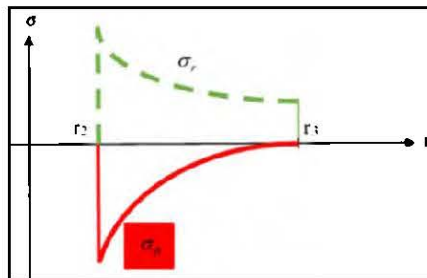


Figure 41 : Évolution des contraintes du pipeline extérieur

### 3.5.1.3 Pipeline global (Intérieur + extérieur)

La distribution des contraintes globales en fonction des rayons des deux pipelines est donnée par la Figure 42.

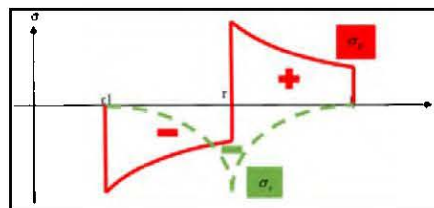


Figure 42 : Évolution des contraintes du pipeline composé

Lors de l'application d'une pression interne, le pipeline composé se réagit sous forme d'un seul système, dans ce cas, l'image de partition des pipelines sera négligeable, mais l'épaisseur s'est augmenté notamment la résistance qui permet de rendre le pipeline intérieur plus résistant en le protégeant de tout type de défauts.

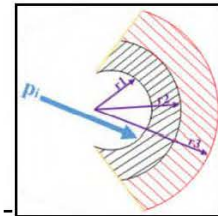


Figure 43 : Pipeline composé soumis à une pression interne

La distribution des contraintes globales en fonction des rayons des deux pipelines et sous l'effet d'une pression interne est donnée par la Figure 44.

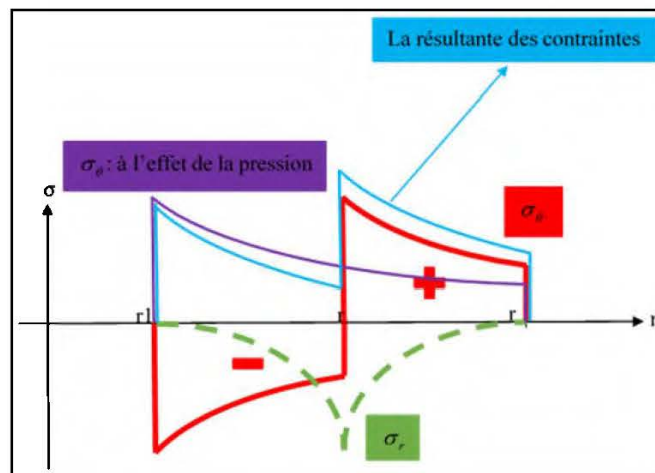


Figure 44 : Évolution globale des contraintes du pipeline composé

### 3.6 Conclusion

La modélisation analytique des équations des ESP est possible lorsque des problèmes réels existent ainsi que les données sont toutes connues, tels que les écoulements à l'intérieur des pipelines ou les échanges des quantités de mouvement thermomécaniques avec le pipeline.

Pour remédier à plusieurs situations complexes (Où la résolution mathématique devient quasi impossible), il y a le recours à la modélisation numérique.

## CHAPITRE 4 : MODÉLISATION ET SIMULATION NUMÉRIQUE

### 4.1 Introduction

Ce chapitre admet une étude relationnelle entre la fiabilité des pipelines et les généralités de prédiction suivant des critères limites. Pour cela, le recours à la modélisation et la simulation est nécessaire afin d'étudier plusieurs scénarios.

Le choix d'un logiciel commercial comme Abaqus est primordial. Ce logiciel est classé parmi les meilleurs dans la modélisation et la simulation par éléments finis. Il est fiable, performant et capable de s'intégrer avec les différents cas d'analyse en vue de simuler un phénomène physique réel et complexe.

La modélisation numérique construit un ensemble de fonctions algébriques décrivant le fonctionnement des pipelines lors de la transmission du fluide. En modifiant les paramètres d'entrées, il sera possible de prédire l'état final du système physique. Ce processus est généralement exprimé sous forme d'un système mathématique, dont la résolution se fait d'une façon itérative qui donne l'autorisation d'intervenir à toutes les variables physiques du problème. Le programme commence en premier lieu à numériser le pipeline, ensuite il numérise les variables nécessaires pour compléter la résolution, tel que, la pression, la température, la force etc.

À l'aide du logiciel commercial Abaqus couplé avec le langage de programmation Python, il a été permis de mettre en place un modèle paramétrique 3D de pipeline pour simuler la dynamique d'écoulements ainsi que le comportement thermomécanique basé sur une variation de température <sup>[33]</sup>.

### 4.2 Le principe

La modélisation doit définir toutes les sollicitations et tout ce qui est lié directement ou indirectement au système étudié.

L'étude de la fiabilité des ESP est basée sur l'analyse des contraintes élastoplastiques dans le but d'examiner le pré-éclatement et l'éclatement en s'appuyant sur une méthode multicritère afin de déterminer la prédiction.



## 4.3 La manipulation

### 4.3.1 Cadre scientifique

Ce projet de recherche s'inscrit dans un cadre scientifique expérimental. Le but c'est de valider les essais expérimentaux numériquement à partir d'un modèle générique 3D. Le recours à la modélisation est nécessaire afin de faire un plan d'expérience.

Une comparaison des résultats est primordiale afin d'identifier les meilleurs critères adaptés au système étudié et de prédire leurs états limites.

### 4.3.2 Démarche suivie

Une étude bibliographique qui permet de connaître les préliminaires des pipelines et leurs fonctionnements. Une deuxième étape consiste à modéliser le pipeline et son comportement suivant les différentes sollicitations appliquées. Une troisième et dernière étape purement numérique qui permet d'étudier les différentes propriétés mécaniques, physiques et thermiques qui vont être introduites sur Abaqus. La Figure 45 explique les trois étapes de cette démarche :

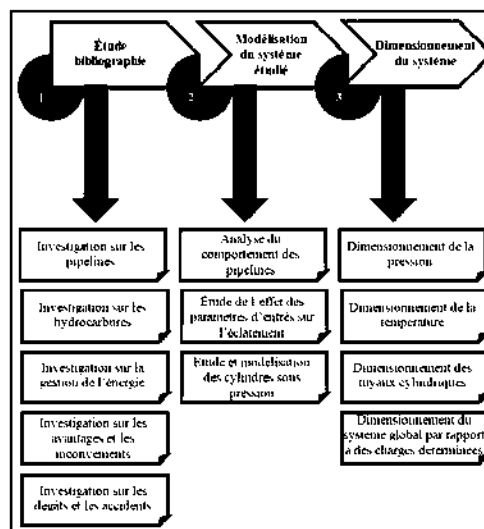


Figure 45 : Schéma explicatif de la démarche suivie

Dans le cas d'un essai expérimental qui précède la modélisation numérique, 3 étapes importantes il faut les suivre comme montre la Figure 46 :

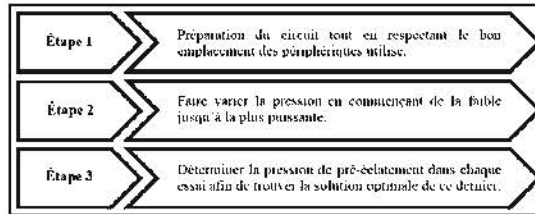


Figure 46 : Les étapes nécessaires pour les essais expérimentaux

Pour un identifier le comportement global d'un pipeline selon un essai expérimental, il faut étudier les propriétés mécaniques, physiques et thermiques.

### 4.3.3 Méthode

L'essai expérimental est un support essentiel de la compréhension du comportement des pipelines. Le matériel requis afin de faire la manipulation est le suivant :

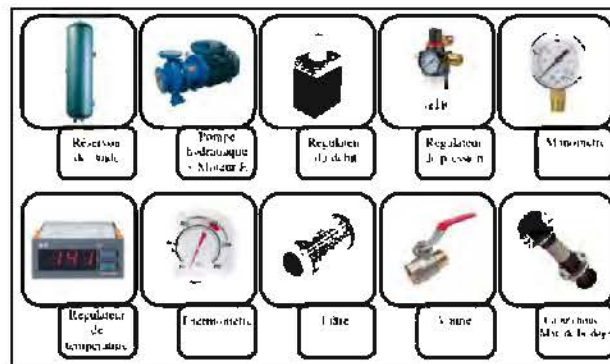


Figure 47 : Préparation du matériel

La Figure 48 résume le circuit hydraulique de l'essai :

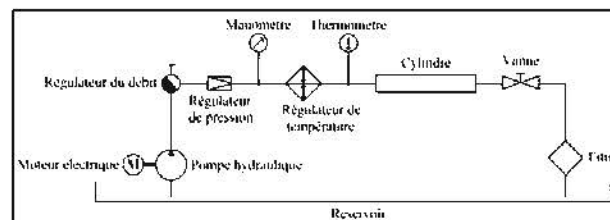


Figure 48 : Schéma hydraulique de l'essai expérimental

L'essai numérique permet par la suite de vérifier et valider les résultats expérimentaux afin d'obtenir la solution la plus fiable.

#### **4.4 Modélisation des milieux continus**

La mécanique des milieux continus est une science d'ingénierie dont le but c'est d'étudier tout ce qui est lié à un solide ou un fluide tel que : Un champ de contrainte, une déformation...etc. Ce domaine est basé sur la mécanique classique et les lois de conservation : On parle particulièrement de la masse, le mouvement, moment de rotation notamment de l'énergie. Cet ouvrage facilite plusieurs analyses précisément au niveau de la fiabilité du système étudié. Le processus c'est de déchiffrer un phénomène physique grâce à une étude mathématique.

Pour les problèmes un peu complexes dont la création d'un modèle mathématique est quasiment impossible, on fait recours à la résolution numérique.

##### **4.4.1 Méthode des éléments finis**

La méthode des éléments finis est considérée parmi les meilleures techniques de résolution des problèmes physiques en solutionnant les équations aux dérivés partielles. Cette méthode représente le comportement statique et dynamique de plusieurs systèmes physiques, quel que soit le domaine (Mécanique, électrique, acoustique...etc). Il s'agit donc de résoudre le problème d'existence et d'unicité de la solution, la stabilité et la convergence, ainsi de déterminer l'écart entre la solution exacte et la solution approchée.

La modélisation géométrique du système étudié est l'étape la plus importante au niveau de la simulation numérique. C'est la décomposition du modèle a des nœuds, ces dernières constituent le maillage comme montre la Figure 49.

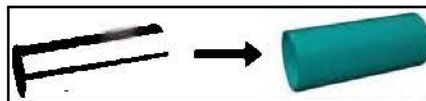


Figure 49 : Modélisation en éléments finis d'un pipeline en acier

##### **4.4.2 Simulation numérique couplée avec un script Python**

Python est un langage de programmation multiplateforme créé en 1991, qui a fait une révolution dans le domaine informatique avec sa façon de réaliser rapidement des

prototypes d'applications. Il favorise la programmation impérative structurée, fonctionnelle et orientée objet. Il est doté d'un typage dynamique fort, d'une gestion automatique de la mémoire par ramasse-miettes et d'un système de gestion d'exceptions.

Abaqus est parmi les logiciels commerciaux qui fonctionnent avec cette nouvelle génération de simulation. Dans ce contexte, une méthode d'analyse de données a été utilisée dans ce projet basé sur un script Python qui a permis de gagner plus de temps au niveau de la résolution numérique.

L'organigramme de la Figure 50 explique le cheminement suivi :

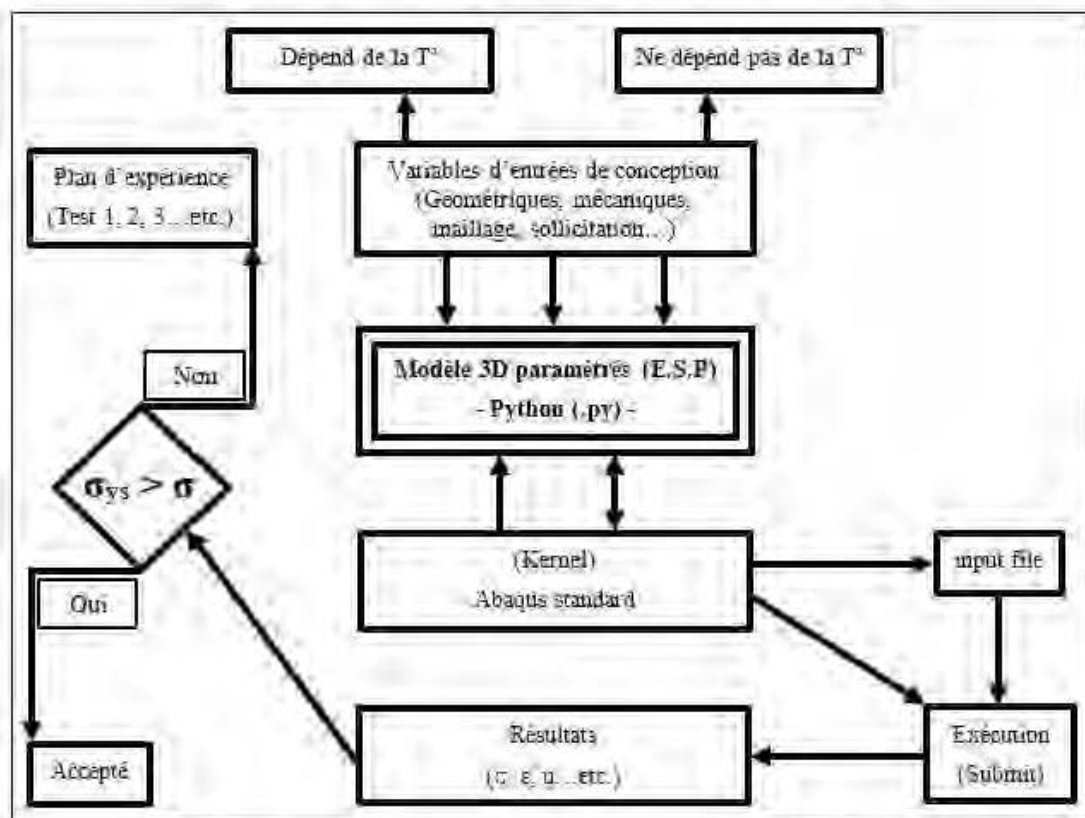


Figure 50 : Mise en œuvre informatique

Il faut inclure dans le script les données d'entrées nécessaires à l'analyse afin que le noyau de système d'exploitation « Kernel » puisse lire le « input file » et puis l'exécuter.

#### 4.5 Applications aux pré-éclatements et aux éclatements

Le critère principal de conception d'un pipeline est sa pression limite (Pré-éclatement ou éclatement) <sup>[12]</sup> qui a fait l'objet de plusieurs travaux de recherche pendant des années, en utilisant des méthodes analytiques, expérimentales et numériques <sup>[5]</sup>. Plusieurs experts ont montré que les méthodes expérimentales et numériques peuvent souvent être plus conservatrices pour évaluer les pipelines avec les matériaux à haute résistance : On parle précisément de l'acier qui est le matériau de fabrication des pipelines le plus populaire au niveau des tuyaux cylindriques. Analytiquement, il existe plusieurs équations aujourd'hui qui permet de prédire les pressions limites.

La prédiction du pré-éclatement est donnée par l'équation 18 qui admet le moins d'erreurs. La prédiction de l'éclatement est déterminée par quelques formules analytiques qui ont été proposées dans la littérature <sup>[34]</sup> :

$$\text{ASME : } P_{\max} = \sigma_{ult} \left( \frac{k-1}{0,6k+0,4} \right) \quad (58)$$

$$\text{Marin : } P_{\max} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{\sigma_{ult}}{(1+\varepsilon_u)} \cdot \ln(k) \quad (59)$$

$$\text{Barlow OD, ID, or flow : } P_{\max} = \sigma_{ult} \cdot \frac{2e}{D_0}, \sigma_{ult} \cdot \frac{2e}{D_i}, \text{ or } \sigma_{flow} \cdot \frac{2e}{D_i} \quad (60)$$

$$\text{Marin : } P_{\max} = \frac{2e}{(\sqrt{3})^{(n+1)}} \cdot \frac{\sigma_{ult}}{R_i} \quad (61)$$

$$\text{Bailey-Nadai : } P_{\max} = \frac{\sigma_{ult}}{2n} \cdot \left( 1 - \frac{1}{k^{2n}} \right) \quad (62)$$

$$\text{Max. shear stress : } P_{\max} = 2\sigma_{ult} \cdot \left( \frac{k-1}{k+1} \right) \quad (63)$$

$$\text{Bohm : } P_{\max} = \sigma_{ult} \cdot \left( \frac{0,25}{0,227 + \varepsilon_u} \right) \cdot \left( \frac{\exp}{\varepsilon_u} \right)^{\varepsilon_u} \cdot \frac{2e}{D_i} \cdot \left( 1 - \frac{e}{D_i} \right) \quad (64)$$

$$\text{Nadai : } P_{\max} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{ult} \cdot \ln(k) \quad (65)$$

$$\text{DNV : } P_{\max} = \sigma_{flow} \cdot \frac{2t}{D_{ave}} \quad (66)$$

$$\text{Nadai : } P_{\max} = \frac{\sigma_{ult}}{\sqrt{3n}} \cdot \left(1 - \frac{1}{k^{2n}}\right) \quad (67)$$

$$\text{Faupel : } P_{\max} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{ys} \cdot (2 - YT) \cdot \ln(k) \quad (68)$$

$$\text{Soderberg : } P_{\max} = \frac{4}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{ult} \cdot \left(\frac{k-1}{k+1}\right) \quad (69)$$

$$\text{Fletcher : } P_{\max} = \frac{2e \cdot \sigma_{flow}}{D_i \cdot (1 - \varepsilon_u / 2)} \quad (70)$$

$$\text{Svenson : } P_{\max} = \sigma_{ult} \cdot \left(\frac{0.25}{0.227 + \varepsilon_u}\right) \cdot \left(\frac{\exp}{\varepsilon_u}\right)^{\varepsilon_u} \cdot \ln(k) \quad (71)$$

$$\text{Margeston : } P_{\max} = \frac{4e}{D_i \cdot \sqrt{3}} \cdot \sigma_{ys} \cdot \exp(-2\varepsilon_u \cdot \frac{(1 + \nu_{secant})}{\sqrt{3}}) \quad (72)$$

$$\text{Turner : } P_{\max} = \sigma_{ult} \cdot \ln(k) \quad (73)$$

$$\text{Marin : } P_{\max} = 2.31(0.577)^n \cdot \frac{e \cdot \sigma_{ult}}{D_i} \quad (74)$$

$$\text{Zhu and Leis : } P_{\max} = \left(\frac{2 + \sqrt{3}}{4\sqrt{3}}\right)^{(1 + 0.239(1/YT) - 1)^{0.596}} \cdot \frac{4e \cdot \sigma_{ult}}{D_{ave}} \quad (75)$$

Les résultats expérimentaux ont montré que peu de formules donnent des prédictions fiables des pressions d'éclatement notamment pour les pipelines en acier avec un ratio de résistance ultime à la traction sur limite d'élasticité assez élevée.

Le pré-éclatement, tel que défini, est l'état où le pipeline se déforme plastiquement jusqu'à un niveau jugé extrême. Les valeurs de déformation équivalente plastique (PEEQ) donnent une information très précieuse pour faire une bonne prédiction de cet état de pré-éclatement [35]. Les pressions correspondantes à ces valeurs de PEEQ constituent les pressions de pré-éclatement et sont comparées à celles calculées analytiquement.

En effet, les équations (58-65-68-69-73), donnent une prédiction des états limites d'éclatement. Afin de déterminer l'état de pré-éclatement, il a été prouvé qu'il suffit de remplacer la contrainte ultime de traction ( $\sigma_{ult}$ ) par celle à la limite élastique de traction ( $\sigma_{ys}$ )<sup>[36]</sup> :

$$P_{pré-éclatement} = \sigma_{ys} \cdot \left( \frac{K-1}{0.6k+0.4} \right) \text{ (ASME)} \quad (76)$$

$$P_{pré-éclatement} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{ys} \cdot \ln(K) \text{ (Nadai)} \quad (77)$$

$$P_{pré-éclatement} = \frac{2\sigma_{ys}}{\sqrt{3}} \cdot \ln(K) \cdot \left( 2 - \frac{\sigma_{ys}}{\sigma_{ys}} \right) \text{ (Faupel)} \quad (78)$$

$$P_{pré-éclatement} = \frac{4}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{ys} \cdot \left( \frac{K-1}{K+1} \right) \text{ (Soderberg)} \quad (79)$$

$$P_{pré-éclatement} = \sigma_{ys} \cdot \ln(K) \text{ (Turner)} \quad (80)$$

#### 4.6 Investigation d'un nouveau modèle d'éclatement : Modèle « AS »

Rodney Hill (1950) a régénéré l'élastoplasticité dans son livre surtout dans le traitement classique de la théorie mathématique des matériaux<sup>[36]</sup>. L'équation qu'il 'a utilisée pour définir l'élasticité d'un pipeline classique est la suivante :

$$\sigma_y^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 - \sigma_2 \cdot \sigma_3 - \sigma_3 \cdot \sigma_1 \quad (81)$$

À partir de cette équation ainsi les expressions des contraintes principales du pipeline, un nouveau modèle a été exploré nommé « AS », qui permet de prédire les états limites sous une charge appliquée :

$$P_{pré-éclatement} = \sigma_{ys} \cdot \left( \frac{b^2 - a^2}{a^2} \right) \cdot \sqrt{\frac{1}{1 + 3 \cdot \left( \frac{b^2}{r^2} \right)^2}} \text{ (AS)} \quad (82)$$

$$P_{éclatement} = \sigma_{idt} \cdot \left( \frac{b^2 - a^2}{a^2} \right) \cdot \sqrt{\frac{1}{1 + 3 \cdot \left( \frac{b^2}{r^2} \right)^2}} \text{ (AS)} \quad (83)$$

#### 4.7 Critères limites multiaxiaux

Les critères limites classiques de Tresca et von Mises permettent d'assurer une comparaison des états limites compte tenu des contraintes principales. D'autres critères tels que Drucker et ASSY utilisent des hypothèses afin de prédire les états limites, comme le cas de :  $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ . D'où, le rapport  $(\sigma_1 - \sigma_3)/\sigma_{ys}$  pourra être exprimé en fonction d'un facteur de contrainte appelé facteur de Lode,  $u = \frac{2\sigma_2 - \sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_1 - \sigma_3}$  [37].

Beaucoup de chercheurs ont même lié les critères limites classiques à ce genre d'analyse qui se base sur les hypothèses. Ces critères peuvent être redéfinis pour le cas des matériaux isotropes ductiles selon les équations suivantes :

- Critère de von Mises :

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_{ys}} = \frac{2}{\sqrt{3 + u^2}} \quad (84)$$

- Critère de Tresca :

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_{ys}} = 1 \quad (85)$$

- Critère de Drucker :

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_{ys}} = \frac{2}{\left[ \frac{3}{2}(3 + u^2)^3 - \frac{1}{2}u^2(9 - u^2)^2 \right]^{1/6}} \quad (86)$$

- Critère d'ASSY :

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_{ys}} = \frac{2 + \sqrt{3}}{\sqrt{3} + \sqrt{3 + u^2}} \quad (87)$$

#### 4.8 Couplage thermomécanique

Le couplage thermomécanique est un processus d'analyse qui permet de déterminer les effets de la thermique sur la mécanique. Le couplage se fait par la relation de comportement qui s'écrit :

$$\{\varepsilon\} = [C_{el}]^{-1} \{\sigma\} + \alpha\theta \{I\} \quad (88)$$



Où dans l'autre sens :

$$\{\sigma\} = [C_{\sigma}] \{\varepsilon\} - \alpha \theta [C_{\sigma}] \{1\} \quad (89)$$

Les équations 88 et 89 montrent que :

- S'il y a élévation de température ( $\theta > 0$ ), il peut y avoir dilatation sans contrainte.
- S'il y a élévation de température sans possibilité de déformation, il y a compression du milieu.

Le coefficient de dilatation thermique  $\alpha$  varie selon le matériau utilisé :

Tableau 4 : La dilatation thermique de certains matériaux

Matériau	$\alpha$ ( $^{\circ}C^{-1}$ )
Acier	$1,20 \cdot 10^{-5}$
Zinc	$3,90 \cdot 10^{-5}$
Aluminium	$2,33 \cdot 10^{-5}$
Cuivre	$1,70 \cdot 10^{-5}$
Fer	$1,22 \cdot 10^{-5}$

Sur Abaqus, la dilatation thermique s'identifie par des coefficients, à partir d'une température de référence comme montre Figure 51.

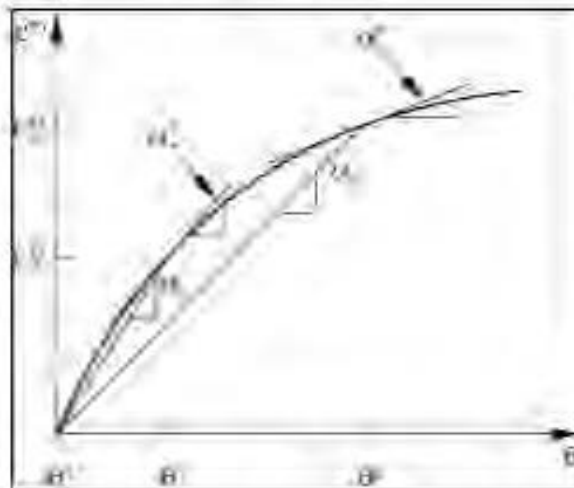


Figure 51 : Distribution numérique de la dilatation thermique

On remarque à partir de cette figure qu'il y a une régénération des déformations thermiques selon la formule suivante :

$$\varepsilon^{th} = \alpha(\theta, f_{\theta})(\theta - \theta^0) - \alpha(\theta^1, f_{\theta}^1)(\theta^1 - \theta^0) \quad (90)$$

#### 4.9 Relation entre le module de Young et la Température

La dépendance de la température dans un comportement thermomécanique est très importante dans de nombreuses applications d'ingénierie où les propriétés précises des matériaux sur une plage de température étendue sont nécessaires.

D'après la littérature, en augmentant la température, le module de Young diminue sensiblement. Pour les températures supérieures à 400 K, le module de Young diminue avec un taux plus faible et tend à être constant à des températures élevées. En gros, la force qui retient les atomes ensemble dans les liaisons diminue à mesure que la longueur de la liaison augmente.

La Figure 52 montre la variation du module d'élasticité pour certains métaux à différentes températures selon la norme ASME B31.1-1995 [38].

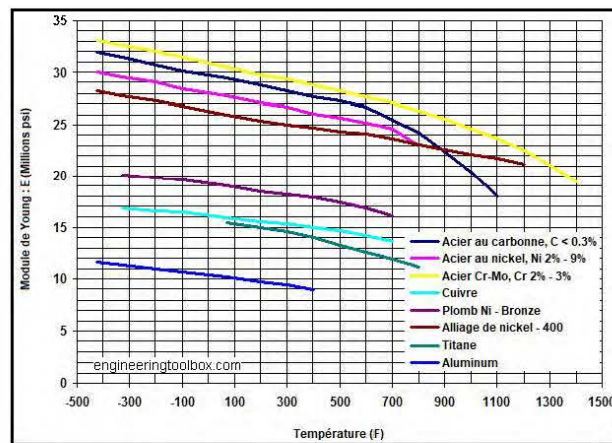


Figure 52 : Variation du module de Young en fonction de la température

#### 4.10 Conclusion

Dans cette partie les différentes méthodes de modélisation et de simulation utilisées pour résoudre les problèmes des pipelines ont été présentées. On parle particulièrement de : Comportement du système physique, la circulation du fluide sous hautes pressions ainsi l'effet du flux thermique qui facilite la rupture. Notamment la méthode des éléments finis qui est classée parmi les meilleures techniques pour résoudre les problèmes physiques compliqués de calcul des structures. Cette démarche est la plus adaptée par les logiciels commerciaux afin d'étudier la fiabilité.

## CHAPITRE 5 : RÉSULTATS ET DISCUSSIONS : PIPELINES

### 5.1 Introduction

Ce chapitre présente les résultats de la modélisation et la simulation numérique de comportement des pipelines sous pression. L'objectif principal est d'étudier la fiabilité opérationnelle des pipelines soumis à des hautes pressions et des températures variables. Les pressions limites admissibles de pré-éclatement et d'éclatement ont été notre critère cible de conception. À l'aide du logiciel commercial Abaqus couplé avec le langage de programmation Python, nous avons pu mettre en place un modèle paramétrique 3D de pipeline pour simuler la dynamique d'écoulements ainsi que le comportement thermomécanique basé sur une variation de température. L'étude de l'effet de taille/type maillage sur la stabilité et la précision des résultats des différents modèles considérés a été réalisée. La validation des résultats de la simulation a été faite en les comparant avec des résultats expérimentaux, analytiques et empiriques issus de la littérature.

### 5.2 Simulation thermomécanique

L'allongement à la rupture d'un pipeline subit une diminution remarquable à l'atteint des états limites. Plusieurs tests de prédiction du pré-éclatement et d'éclatement doivent être réalisés afin de déterminer le comportement optimal des pipelines.

Une simulation numérique basée sur un régime permanent thermomécanique sera réalisée, afin de définir l'effet des charges mécaniques et thermiques sur le comportement.

Le fonctionnement réel du pipeline lors de la transmission du fluide sera pris en considération en appliquant des charges normalisées par rapport à la géométrie utilisée :

- Pression = 25 MPa
- Température interne de transmission = 50°C, 100°C et 150°C

La simulation est réalisée sur l'acier « X-70 » qui est le plus utilisé en industrie pour toute fabrication des pipelines et des tuyaux cylindriques [39]. Ce matériau est connu par sa résistance envers les chocs et sa longue durée de vie.

Tableau 5 : Propriétés mécaniques de l'acier « X-70 »

Densité (kg/m <sup>3</sup> )	8000
Contrainte ultime de traction (MPa)	637
Contrainte limite d'élasticité (MPa)	700
Module de Young (MPa)	200000
Coefficient de poisson	0.3
Expansion	1.2 <sup>e-5</sup>
Conductivité	0.101

Le modèle utilisé admet deux coudes congés de l'intérieur et arrondis de l'extérieur. Le but est de déterminer les zones de concentration des contraintes, le maximum de perte de charge et à quel point le système va résister avant qu'il se déforme plastiquement sous une pression de 25 MPa.

Tableau 6 : Géométrie du pipeline utilisé

Rayon extérieur, b (mm)	10
Rayon intérieur, a (mm)	8
Épaisseur	2
Longueur (Sans les coudes)	150
Rayon de chaque coude	20

L'élément tétraédrique quadratique à 10 nœuds (C3D10MT) a été utilisé pour mailler la pièce sur Abaqus :

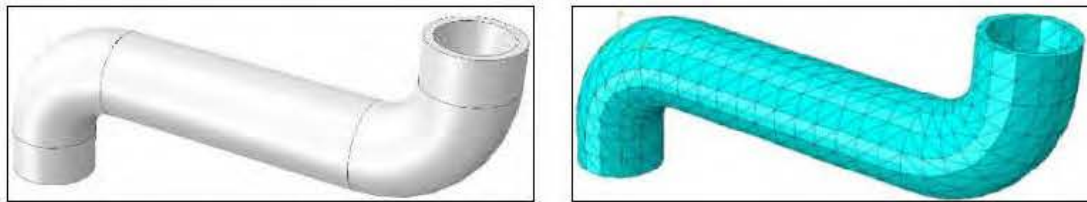


Figure 53 : Conception numérique du pipeline

Les résultats montrent une bonne concordance entre la contrainte équivalente de von Mises et le déplacement. En variant la température de 50°C à 150°C, la contrainte de von Mises a augmenté de 64%, passant de 395.1 MPa à 1110 MPa. Le déplacement a eu aussi une augmentation similaire de 61%, passant de 0.1068 mm à 0.04065 mm.

Tableau 7 : Analyse comparative des  $\sigma_{VM}$  et des déplacements

	Déplacement	Contrainte de Von Mises
<b>Essai N° 1 :</b> T=50°C P=25MPa		
<b>Essai N° 2 :</b> T=100°C P=25MPa		
<b>Essai N° 3 :</b> T=150°C P=25MPa		

Le déplacement s'évolue de la même façon pour les trois essais. La valeur maximale dépend de l'amplitude des sollicitations mécaniques appliquées :

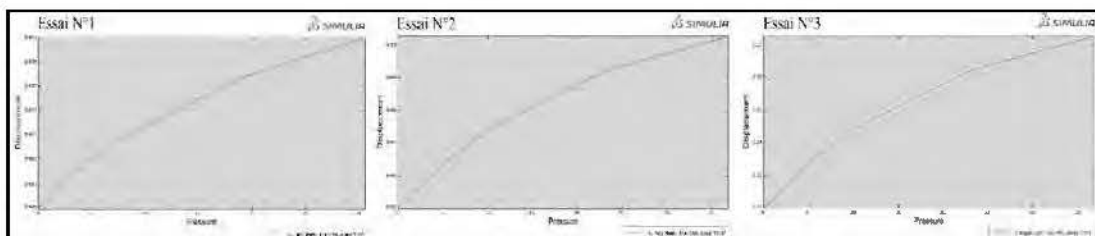


Figure 54 : Courbe du déplacement en fonction de la pression appliquée

La détermination du type de pipeline est primordiale afin d'assigner les formules analytiques qui concordent :

$$\frac{t}{D_i} = \frac{2}{8 \cdot 2} = 0.125 \geq 0.1 \rightarrow \text{Pipeline à parois épaisses} \quad (91)$$

La prédiction analytique de la pression de pré-éclatement et de la pression d'éclatement est donnée par les équations 92 et 93 :

$$\begin{aligned}
 P_{\min} &= \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{ys} \cdot \ln\left(\frac{D_0}{D_i}\right) \\
 &= \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot 637 \cdot \ln\left(\frac{20}{16}\right) = 51.53 \text{ MPa}
 \end{aligned}
 \tag{92}$$

$$\begin{aligned}
 P_{\max} &= \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{ult} \cdot \ln\left(\frac{D_0}{D_i}\right) \\
 &= \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot 700 \cdot \ln\left(\frac{20}{16}\right) = 180.36 \text{ MPa}
 \end{aligned}
 \tag{93}$$

### 5.3 Simulation de l'écoulement de fluide

La simulation de l'écoulement met en évidence une transmission fluidique à l'intérieur du pipeline. Le but est de déterminer l'effet de la température sur la transmission du fluide et l'identification du type d'écoulement suivant la charge thermique utilisée qui va varier 3 fois : 50°C, 100°C et 150°C.

Dans les essais expérimentaux, les chercheurs utilisent l'eau comme fluide d'essai afin de valider la conception et assurer un transfert sécuritaire. Une fois que la mise en œuvre est validée, le transfert fluidique réel se met en marche (Pétrole, gaz, uranium...etc.).

La viscosité dynamique de l'eau,  $\mu$  :

$$\begin{cases}
 \text{à } 50^\circ\text{C} : \mu = 0.000547 \text{ kg / m.s} \\
 \text{à } 100^\circ\text{C} : \mu = 0.000282 \text{ kg / m.s} \\
 \text{à } 150^\circ\text{C} : \mu = 0.000208 \text{ kg / m.s}
 \end{cases}
 \tag{40}$$

L'eau commence à pénétrer avec un débit de 1000 l/h = 0.00027 m<sup>3</sup>/s. La figure suivante illustre cette circulation, le sens d'écoulement est traduit par des flèches :

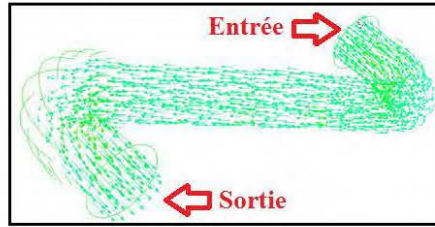


Figure 55 : Circulation du fluide à l'intérieur du pipeline

La détermination du type d'écoulement pour chaque température passe par la détermination du nombre de Reynolds :

$$R = \frac{V.D_i}{\nu} = \frac{\rho.V.D_i}{\mu} \quad (94)$$

La vitesse du fluide dépend du débit et de la section du pipeline :

$$V = \frac{Q}{S} = 4 \cdot \frac{Q}{\pi.D_i^2} = 4 \times \frac{0.00027}{\pi \times (0.016)^2} = 1.38 \text{ m/s} \quad (95)$$

On obtient par la suite ce qui suit :

$$\text{Pour } T_1=50^\circ\text{C} \Rightarrow R_1 = \frac{\rho.V.D_i}{\mu} = \frac{1000 \times 1.38 \times 0.016}{0.000547} = 40365 \quad (96)$$

$\Rightarrow 2000 < R_1 < 100000$  : Écoulement turbulent lisse

$$\text{Pour } T_2=100^\circ\text{C} \Rightarrow R_2 = \frac{\rho.V.D_i}{\mu} = \frac{1000 \times 1.38 \times 0.016}{0.000282} = 78297 \quad (97)$$

$\Rightarrow 2000 < R_2 < 100000$  : Écoulement turbulent lisse

$$\text{Pour } T_3=150^\circ\text{C} \Rightarrow R_3 = \frac{\rho.V.D_i}{\mu} = \frac{1000 \times 1.38 \times 0.016}{0.000208} = 106153 \quad (98)$$

$\Rightarrow R_3 > 100000$  : Écoulement turbulent rugueux

## 5.4 Simulation d'un modèle normalisé <sup>[9]</sup>

### 5.4.1 Introduction

Dans cette partie, un modèle générique de conception des pipelines a été proposé permettant la prédiction des pressions de pré-éclatement basé sur les critères classiques des états limités en plasticité.

Les simulations numériques seront basées sur l'utilisation d'un pipeline standard de longueur 500 mm (Figure 56). La prédiction des pressions de pré-éclatement et l'analyse des critères des états limites des pipelines en acier ont été réalisées. Le but c'est de valider les résultats de l'article avec ceux de la simulation afin de comparer les pressions d'éclatement et déterminer ceux de pré-éclatement.

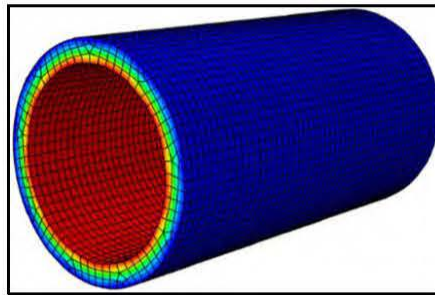


Figure 56 : Simulation d'un pipeline normalisé sur Abaqus

L'acier 20R (1020) est un matériau qui appartient à la catégorie des aciers doux. Il est appelé aussi acier au carbone ou acier de construction. Cet acier est définitivement le plus populaire étant donné son coût relativement faible.

Son équivalent normalisé dans l'industrie nord-américaine est l'AISI1020. Ce code est ajusté par l'Institut Américain du Fer et de l'Acier (American Iron and Steel Institute) qui est présent dans le domaine de la normalisation des aciers depuis 1908.

La composition chimique de cet acier est la suivante :

Tableau 8 : La composition chimique de l'acier AISI 1020

La composition chimique	
C (Carbone)	0.18 / 0.23
Mn (Manganèse)	0.30 / 0.60
P (Phosphore)	0.040 (Max)
S (Soufre)	0.050 (Max)

Les propriétés mécaniques et thermiques de cet acier ne se diffèrent pas trop avec ceux des autres types d'aciers standard tels que X42, X65, X70, X80...etc. :

Tableau 9 : Les propriétés mécaniques de l'acier AISI 1020

Les propriétés mécaniques	
Densité ( $\times 1000 \text{ Kg/m}^3$ )	7.7 / 8.03
Module de Young (GPa)	190 / 210
Coefficient de poisson	0.27 / 0.30
Limite d'élasticité ( $\sigma_{ys}$ )	285
Résistance ultime à la traction ( $\sigma_{ult}$ )	484
Élongation (%)	36.5



Tableau 10 : Les propriétés thermiques de l'acier AISI 1020

Les propriétés thermiques	
Expansion thermique ( $10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ )	14.8
Conductivité (W/m-K)	51.9

L'acier doux AISI1020 convient à la fabrication des pipelines et des ESP en général. Il est utilisé aussi pour la fabrication des voitures, les camions et les wagons de chemins de fer. On le trouve aussi dans l'industrie des machines moyennes et lourdes. Et sans oublier la fabrication des turbines à vapeur et les chaudières.

#### 5.4.2 Plan d'expérience

Le plan d'expérience retenu pour les simulations correspond à 10 pipelines ayant 10 rapports de diamètres (K) différents comme montre le tableau suivant :

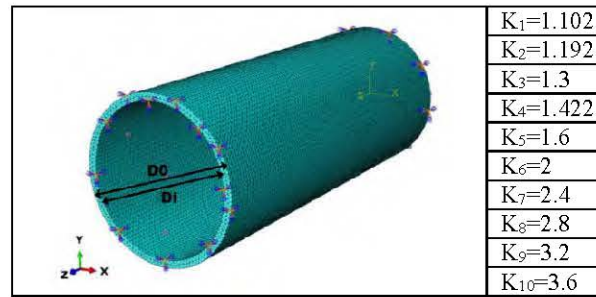


Figure 57 : Modèle générique d'un pipeline standard

Les géométries utilisées de chaque pipeline sont données par le tableau suivant :

Tableau 11 : Géométrie des pipelines normalisés

	$D_o$ (mm)	$D_i$ (mm)	$R_e$ (mm)	$R_i$ (mm)	Épais. (mm)	$D_o/D_i$
$K_1$	100	90.74	50	45.37	4.63	1.102
$K_2$	110	92.28	55	46.14	8.86	1.192
$K_3$	120	92.30	60	46.15	13.85	1.3
$K_4$	130	91.42	65	45.71	19.29	1.422
$K_5$	140	87.5	70	43.75	26.25	1.6
$K_6$	150	75	75	37.5	37.5	2
$K_7$	160	66.66	80	33.33	46.67	2.4
$K_8$	170	60.71	85	30.35	54.65	2.8
$K_9$	180	56.25	90	28.12	61.88	3.2
$K_{10}$	190	52.77	95	26.38	68.62	3.6

La pression d'éclatement expérimentale étant connue pour chaque géométrie. Des résultats tels que les courbes d'évolution de la pression appliquée en fonction de la déformation équivalente de plasticité (PEEQ) seront les plus pertinentes à investiguer.

La comparaison des résultats obtenus permet de valider la pression de pré-éclatement de chaque rapport de diamètre considéré à partir du modèle générique développé.

### 5.4.3 Analyse des pressions d'éclatement

La procédure proposée nous a permis de comparer les pressions d'éclatement expérimentales ( $P_{exp}$ ) avec celles calculées par les modèles analytiques. Il est possible alors de vérifier le modèle avec le minimum d'erreur, et ce, pour chaque rapport K. Le Tableau 12 et la Figure 58 détaillent cette analyse comparative. Les valeurs de pression d'éclatement analytiques sont calculées à partir des équations (62-69-72-73-77). On constate que ces pressions varient de 45.10 MPa (Faupel) pour  $K_1$  à 715.88 MPa (Nadai) pour  $K_{10}$ , et ce, respectivement pour des pressions d'éclatement expérimentales 47.8 à 574.69 MPa. D'où, pour une augmentation de 326 % de rapport des diamètres la pression d'éclatement expérimentale augmente de 1202 %.

Concernant l'erreur relative, Faupel donne le pourcentage d'erreur la plus basse surtout lorsqu'on compare les valeurs moyennes des erreurs. Zheng et Lei [8] ont déjà rapporté que l'erreur moyenne dans la formule de Faupel sur les données d'essai est de 20 %. C'est pour ça que l'analytique et l'expérimental sont toujours proches.

Tableau 12 : Comparaison expérimentale-analytique des pressions

K	$P_{exp}$ (MPa) [41]	ASME		Faupel		Nadai		Soderberg		Turner	
		P (MPa)	Erreur (%)	P (MPa)	Erreur (%)	P (MPa)	Erreur (%)	P (MPa)	Erreur (%)	P (MPa)	Erreur (%)
1	47.8	46.52	2.67	45.10	5.64	54.28	-13.55	54.23	-13.45	47	1.67
2	76.03	83.32	-9.58	81.56	-7.27	98.15	-29.09	97.90	-28.76	85	-11.79
3	119.68	123.05	-2.81	121.84	-1.8	146.62	-22.51	145.79	-21.81	126.98	-6.09
4	167.26	162.98	2.55	163.49	2.25	196.75	-17.63	194.75	-16.43	170.39	-1.87
5	212.39	213.52	-0.53	218.26	-2.76	262.67	-23.67	257.94	-21.44	227.48	-7.1
6	311.85	302.5	2.99	321.89	-3.21	387.38	-24.21	372.58	-19.47	335.48	-7.57
7	381.48	368.26	3.46	406.56	-6.57	489.27	-28.25	460.25	-20.64	423.72	-11.07
8	456.90	418.84	8.33	478.15	-4.65	575.42	-25.94	529.46	-15.88	498.33	-9.06
9	526.62	458.96	12.84	540.16	-2.57	650	-23.42	585.48	-11.17	562.96	-6.9
10	574.69	491.56	14.46	594.86	-3.5	715.88	-24.56	631.77	-9.93	619.97	-7.87

L'étude a montré qu'avec une augmentation de 326 % de rapport des diamètres, la pression d'éclatement expérimentale augmente de 1202 %.

Les courbes de la Figure 58 d'évolution ne montrent qu'aucun des modèles ne prédit l'éclatement, et ce, pour les différents rapports K.

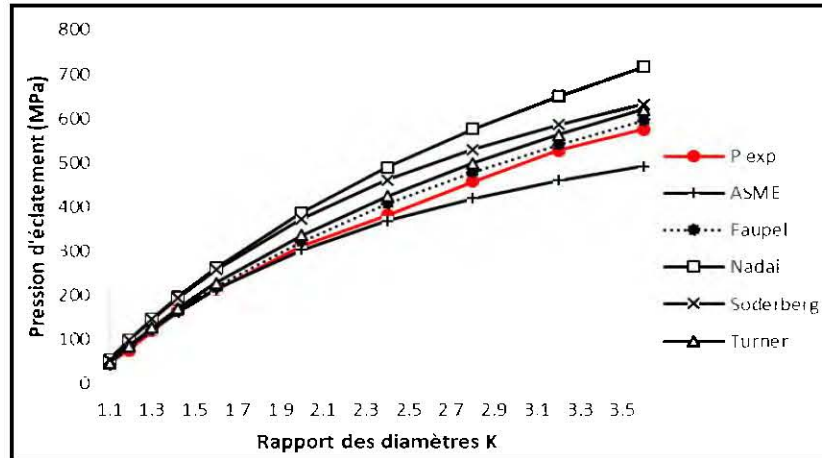


Figure 58 : Analyse comparative des pressions analytiques et expérimentales

En effet, les critères d'état limite de Nadai, ASME et Soderberg basés uniquement sur la résistance ultime à la traction n'ont pas réussi à approcher la valeur de pression obtenue expérimentalement pour le cas des épaisseurs de mur les plus élevées. Pour remédier à un tel écart, Faupel a proposé une meilleure approche basée sur le ratio limite d'élasticité-résistance ultime à la traction. Par ailleurs, pour les faibles rapports de K, tous les modèles donnent des prédictions assez conformes.

En comparant les pressions expérimentales d'éclatements et les pressions de pré-éclatements trouvés analytiquement, on remarque que la marge entre les deux types des pressions varie en fonction du rapport des diamètres. Ça s'explique par l'augmentation de l'épaisseur notamment la résistance du pipeline.

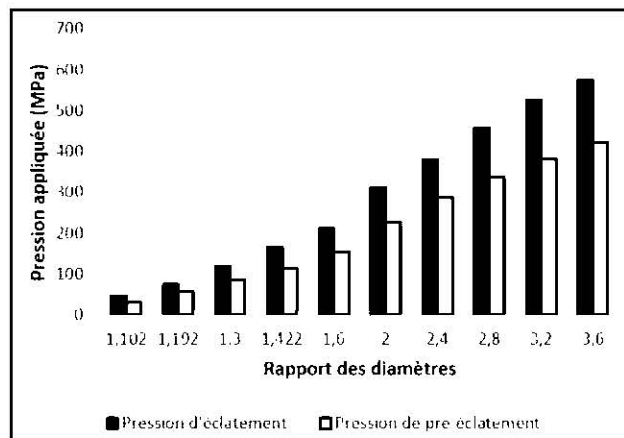


Figure 59 : Évolution des pressions d'éclatement et de pré-éclatement selon K

Chimiquement, l'acier inoxydable est un alliage métallique (comportant moins de 1,2 % de carbone) avec plus de 10,5 % de chrome, dont la propriété est d'être peu sensible à la corrosion et de ne pas se dégrader en rouille.

C'est essentiellement la teneur en carbone qui confère à l'alliage les propriétés de l'acier ainsi qui lui donne plus de résistance. Lorsque les particules de ce dernier augmentent, ils se collent de plus en plus ce qui aide à dévier les microfissures.

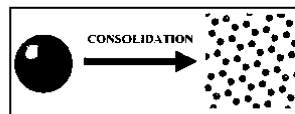


Figure 60 : Consolidation de l'atome de carbone

#### 5.4.4 Le modèle « AS »

Tel que mentionné dans la partie 4.6 que le modèle « AS » permet de prédire le pré-éclatement et l'éclatement avec le minimum d'erreurs. Pour le premier pipeline de rapport  $K_1$ , le modèle « AS » d'éclatement donne une valeur de 48.27 MPa avec une erreur de 0.97 %. En comparant avec les résultats du tableau 10, on trouve effectivement qu'il est le plus proche de la pression expérimentale (47.8 MPa).

#### 5.4.5 Analyse préliminaire

##### 5.4.5.1 Choix de maillage

Le maillage est considéré comme l'étape fondamentale de la simulation qui conditionne tout le reste du calcul : le temps de résolution, la précision des résultats et la stabilité du modèle. C'est pour cela qu'il faut souvent utiliser le maillage le plus fin afin d'avoir des résultats plus véridique et précis.

Le choix de maillage se base sur un plan d'expérience, dont aucun paramètre ne doit se modifier durant la simulation sauf le maillage. Après plusieurs essais de simulations, il a été constaté que le maillage de taille 10 pour les cinq K et 15 pour les cinq derniers K, donnent des résultats stables avec une erreur de  $10^{-5}$  sur la contrainte de von Mises et  $10^{-3}$  sur les déplacements.

Un exemple d'analyse de maillage a été élaboré pour le premier pipeline de rapport des diamètres  $K_1$  afin d'investiguer sur la précision et la stabilité au niveau des résultats :

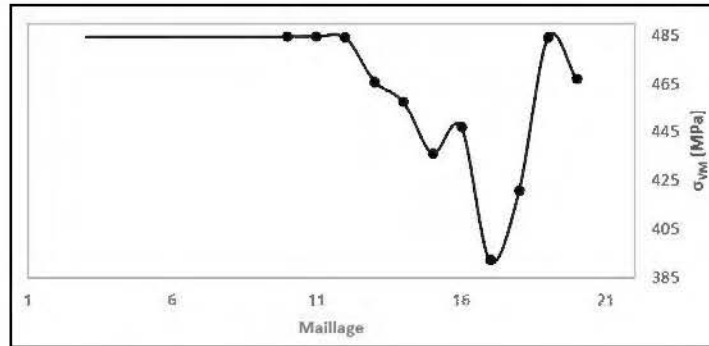


Figure 61 : Effet du maillage sur la précision des résultats d'éclatement pour  $K_1$

L'élément choisi lors de la simulation numérique sur Abaqus est le C3D10 (tétraédrique quadratique à 10 nœuds). Le choix a été basé principalement sur l'excellente concordance entre les résultats numériques et analytiques.

#### 5.4.5.2 Détermination des contraintes

La vérification des contraintes de von Mises trouvées numériquement a permis de valider le comportement expérimental des pipelines. Dans tous les essais la contrainte de von Mises dépasse la limite élastique du matériau d'élasticité ( $\sigma_{ys} = 284$  MPa).

Tableau 13 : Comparaison des contraintes de von Mises

	Essai d'éclatement (Expérimental)		Essai de pré-éclatement (Théorique)		Maillage
	Pression appliquée (MPa)	Mises Max (MPa)	Pression (Pré-éclatement) (MPa)	Mises Max (Pré-éclatement) [MPa]	
$K_1$	47.80	483.2	31.96	362.5	10
$K_2$	76.03	393.1	57.79	292.5	10
$K_3$	119.68	482	86.34	334.7	10
$K_4$	167.26	445.4	115.86	289.8	10
$K_5$	212.39	392.1	154.67	287.6	10
$K_6$	311.85	343.2	228.10	285.4	15
$K_7$	381.48	332.8	288.10	285.6	15
$K_8$	456.90	343.3	338.83	286.1	15
$K_9$	526.62	354.1	382.78	286.6	15
$K_{10}$	574.69	359.3	421.54	287.1	15

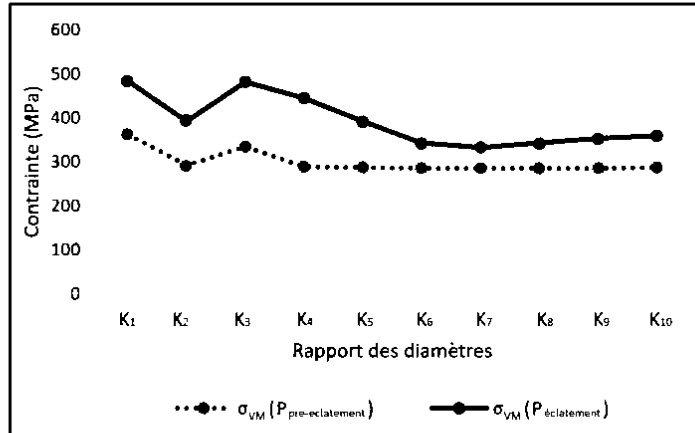


Figure 62 : Variation des contraintes en fonction de K

Un pipeline parmi les 10 sera analysé dans le reste des analyses afin de valider le comportement expérimental. Le pipeline choix a été fixé sur  $K_1=1.102$ .

Tableau 14 : Caractéristique géométrique du pipeline  $K_1$

a (Rayon interne) (mm)	45.37
b (Rayon externe) (mm)	50
r (Rayon moyen) (mm)	47.685
Épaisseur (mm)	4.63
Longueur de la pièce (mm)	500

Les contraintes principales analytiques sont les suivantes :

$$\sigma_1 = \frac{a^2 \cdot p_i}{b^2 - a^2} \cdot \left[ 1 + \frac{b^2}{r^2} \right] = \frac{(0.04537)^2 \times 47.8}{(0.05)^2 - (0.04537)^2} \times \left[ 1 + \frac{(0.05)^2}{(0.047685)^2} \right] = 467.81 \text{ MPa} \quad (99)$$

$$\sigma_2 = \frac{a^2 \cdot p_i}{b^2 - a^2} \cdot \left[ 1 - \frac{b^2}{r^2} \right] = \frac{(0.04537)^2 \times 47.8}{(0.05)^2 - (0.04537)^2} \times \left[ 1 - \frac{(0.05)^2}{(0.047685)^2} \right] = -22.16 \text{ MPa} \quad (100)$$

$$\sigma_3 = 0 \text{ MPa} \quad (\text{Cylindre ouvert}) \quad (101)$$

La contrainte équivalente de von Mises est la suivante :

$$\begin{aligned} \sigma_{VM} &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \\ &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(467.81 + 22.16)^2 + (-22.16 - 0)^2 + (0 - 467.81)^2} = 479.27 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (102)$$

La contrainte de von Mises obtenue numériquement est de 483.2 MPa comme montre la figure suivante :

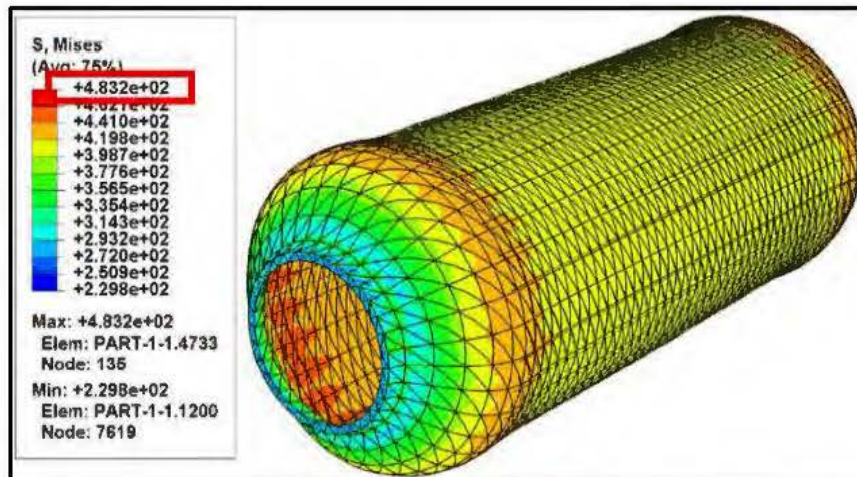


Figure 63 : Évolution de  $\sigma_{VM}$  du pipeline  $K_1=1.102$

Une différence de 4 MPa qui montre la capacité des logiciels commerciaux à illustrer le comportement réel de fonctionnement. En effet, la contrainte longitudinale est nulle (Pipeline ouvert,  $\sigma_3 = 0$  MPa), tandis que les contraintes circonférentielle et radiale s'évaluent selon les différents types des sollicitations.

#### 5.4.6 Validation expérimental-numérique

Les résultats expérimentaux de l'éclatement du pipeline  $K_1$  ont été déjà donnés. Une prédiction numérique de la pression d'éclatement a été déterminé qui a donné pratiquement la même fracture ainsi que la même longueur (150 mm) :

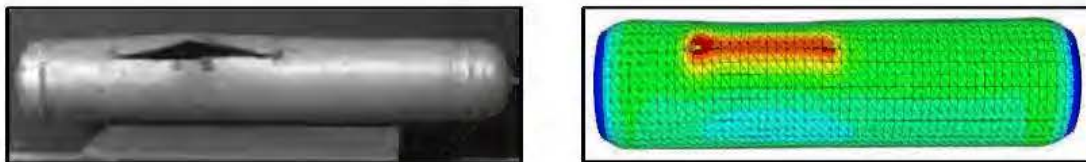


Figure 64 : Validation expérimental-numérique de l'éclatement du pipeline  $K_1$

#### 5.4.7 Prédiction des états limites

##### 5.4.7.1 Critère N°1 : Déformation plastique équivalente (PEEQ)

Les courbes de la pression-PEEQ issues des simulations numériques pour chacune des 10 géométries étudiées sont données par la Figure 65. La pression de pré-éclatement pour chaque cas a été atteinte à des valeurs de PEEQ sensiblement égales.

Les valeurs de pression de pré-éclatement sont déterminées par projection à partir d'une valeur de PEEQ non nulle jugée excessive. Un critère global permet de fixer cette valeur à 5 %. La pression correspondante à cette valeur permet de prédire le début de l'état de pré-éclatement. Par exemple, pour le rapport  $K_3$  la pression à  $PEEQ=0.05$  est égale à 86.9 MPa ce qui concorde parfaitement avec la valeur prédite par le modèle Faupel 87 MPa. Le Tableau 15 donne les valeurs des pressions de pré-éclatement pour tous les rapports.

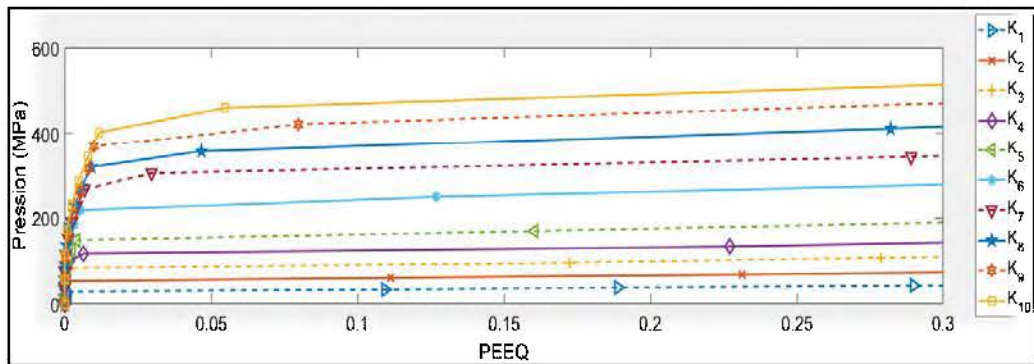


Figure 65 : Courbes de la Pression-PEEQ pour les 10 rapports de diamètres

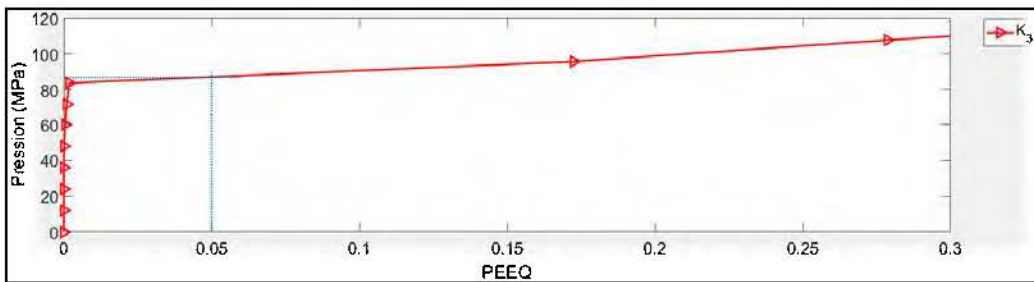


Figure 66 : Courbe de la Pression-PEEQ pour le cas  $K_3$

Tableau 15 : Prédiction des pressions de pré-éclatement pour  $K_1$  à  $K_{10}$

$K$	Pré-éclatement (Simulation, MPa)	Pré-éclatement (Faupel, MPa)
1	31.96	31
2	57.79	57
3	86.9	87
4	115.86	120
5	154.67	155
6	228.10	230
7	288.10	305
8	338.83	355
9	382.78	400
10	421.54	450



### 5.4.7.2 Critère N°2 : Amincissement excessif de l'épaisseur

L'amincissement de l'épaisseur est un phénomène indésirable, il tend à définir le décalage qui peut se traduire entre la couche interne et la couche externe du pipeline. En règle générale, les coordonnées des nœuds qui constituent un élément de maillage vont se bouger suivant l'axe de la déformation produite. Ordinairement, la distance entre deux éléments parallèles se minimise selon l'amplitude de la charge appliquée, sans oublier, les effets secondaires. Cette distance est systématiquement constante si la charge appliquée est acceptable. Une vérification a été faite pour le pipeline  $K_1$  :

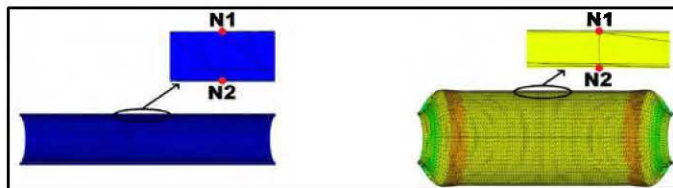


Figure 67 : Amincissement de l'épaisseur du pipeline ( $K_1=1.102$ )

L'épaisseur initial est de 4.63 mm. La vérification numérique de l'état final donne une valeur de 3.11 mm, ce qui engendre un amincissement de 1.52 mm.

→ L'éclatement s'est produit après 32.82 % d'amincissement.

### 5.4.7.3 Critère N°3 : Gonflement excessif

À l'Application d'une pression interne, le pipeline commence à se déformer irréversiblement à partir d'une pression de pré-éclatement (31.96 MPa).

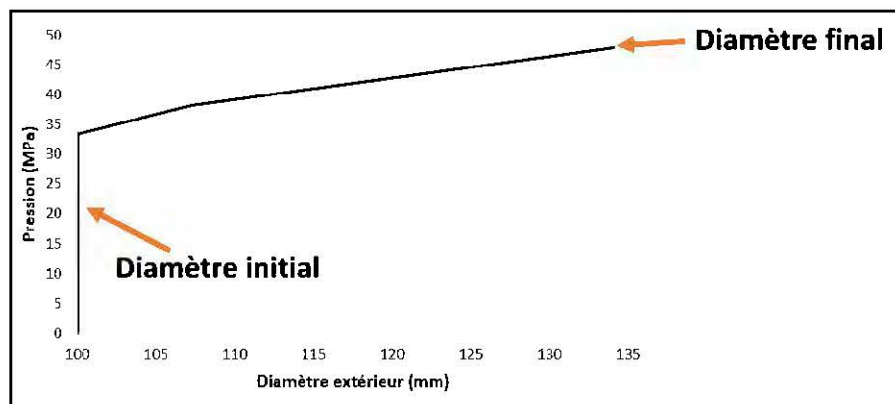


Figure 68 : Gonflement du pipeline ( $K_1=1.102$ )

Dans ce cas le phénomène de gonflement va s'apparaitre et par la suite le diamètre extérieur va s'élargir jusqu'à l'atteint de l'éclatement à une valeur de 134.079 mm.

➔ L'éclatement se produit après 25.41 % de gonflement.

#### 5.4.7.4 Critère N°4 : Comparaison entre les critères limites de résistance

Généralement, les critères limites sont des indices qui nous permettent de savoir l'état élastoplastique des pipelines sous des différentes sollicitations.

Le Tableau 16 inclut les contraintes principales pour chaque rapport de diamètre qui permet de localiser l'emplacement de chaque pipeline selon les critères limites :

Tableau 16 : Les contraintes principales pour chaque rapport de diamètre

	$\sigma_1$ (MPa)	$\sigma_2$ (MPa)
K1	467.81	-22.16
K2	394.28	-33.03
K3	394.95	-48.19
K4	389.27	-61.99
K5	342.38	-70.08
K6	288.75	-80.85
K7	239.82	-79.57
K8	211.83	-78.26
K9	189.33	-75.34
K10	165.72	-69.65

La figure suivante résume l'état élastoplastique de chaque pipeline, dont chacun a une localisation spécifique selon Tresca et von Mises :

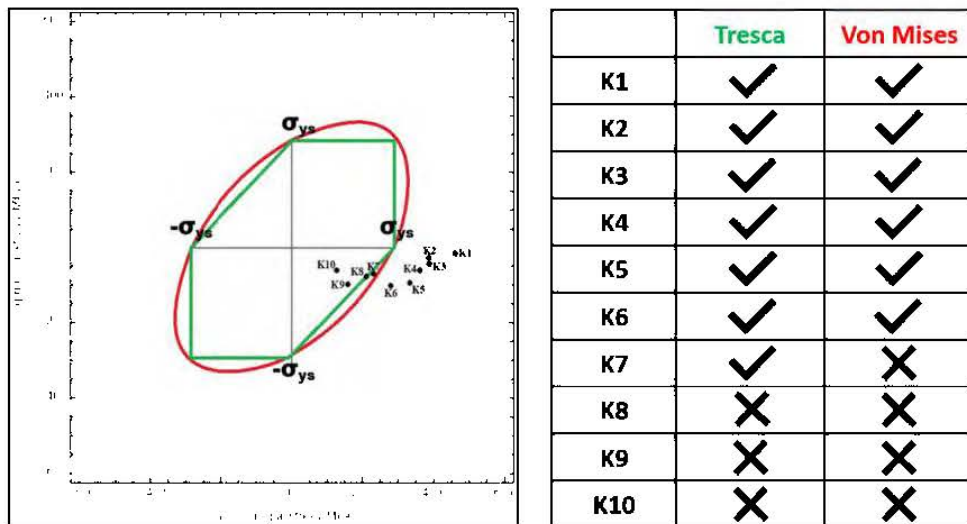


Figure 69 : Comparaison des critères de Tresca et von Mises (Contraintes planes)

Un essai de conversion d'échelle selon ce qui a été expliqué dans la partie 4.7, afin de comparer les résultats trouvés selon les critères limites classiques avec ceux qui sont liés au facteur des contraintes de Lode. 4 pipelines ont été choisis parmi les 10 dans qui sont le  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_8$  et  $K_9$  :

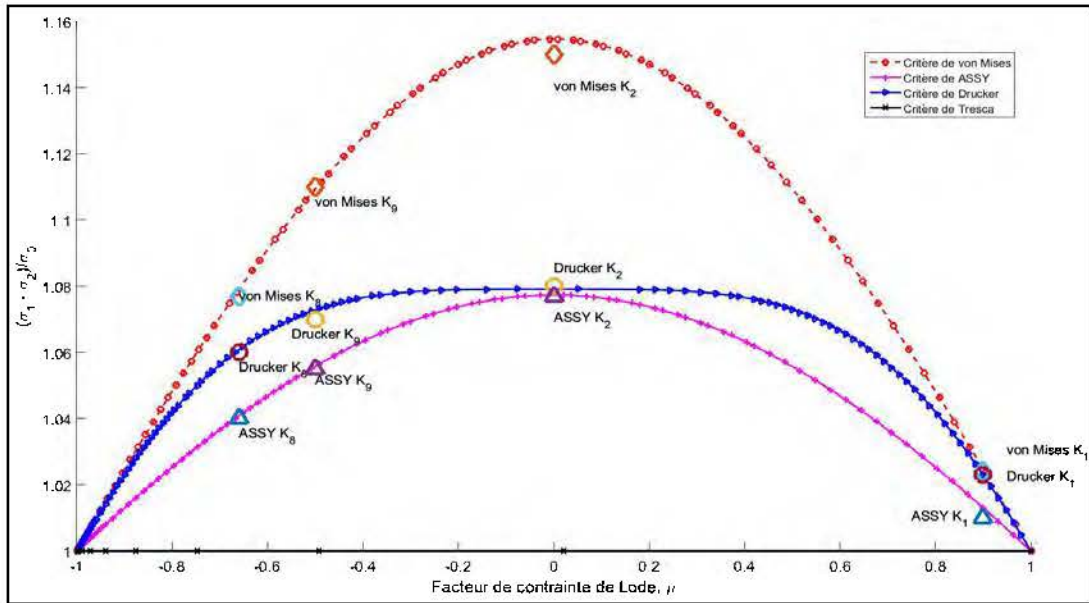


Figure 70 : Distribution des états limites selon Tresca, von Mises et Drucker

En comparant la Figure 69 et la Figure 70 les seuls pipelines qui ont été validés selon Tresca et von Mises sont le  $K_8$  et  $K_9$ , puisque dans les deux cas ils ne dépassent pas la limite élastique.

Les deux critères, ASSY et Drucker ne peuvent pas être validés selon les résultats trouvés. Dans la Figure 69, le pipeline  $K_1$  a eu une déformation plastique qui lui a amené à un éclatement, par contre dans la Figure 70, il se localise dans la partie élastique des 4 critères.

#### 5.4.8 Contrainte-Déformation (True vs Engineering)

La courbe Contrainte-Déformation est parmi les résultats physiques les plus importants qui traduisent l'état élastoplastique du pipeline jusqu'à la rupture.

Généralement, lorsque la force augmente partiellement, le corps commence à se déformer, précisément, la surface de la section transversale commence à diminuer.

Lorsqu'on calcul la contrainte en considérant la surface transversale initiale du corps, c'est-à-dire en divisant la force appliquée par cette surface, la contrainte est appelée la contrainte d'ingénierie « Engineering stress ».

Notamment, si nous considérons le changement de surface transversale avec l'application de la surface, la contrainte est appelée la contrainte vraie « True stress ».

Cependant, la contrainte d'ingénierie est toujours inférieure à sa contrainte vraie tel que montre Figure 71 :

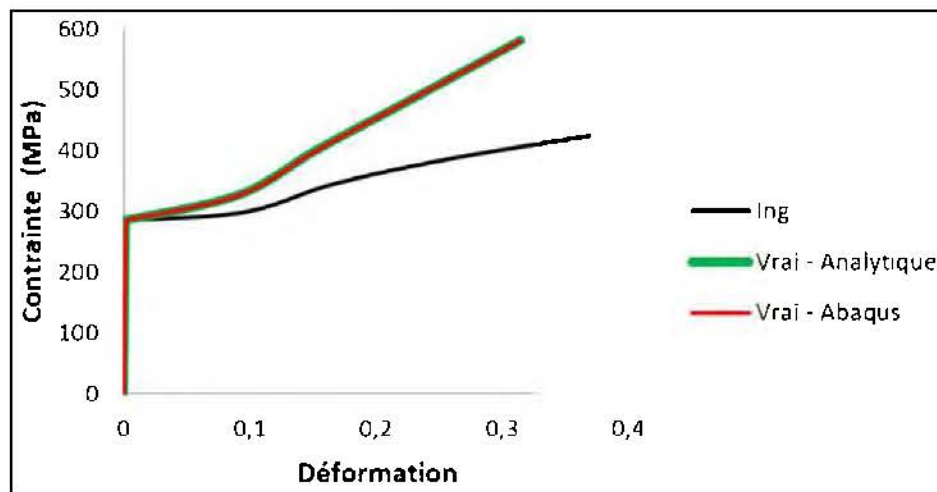


Figure 71 : Courbe vraie VS courbe d'ingénierie ( $K_1=1,102$ )

- La contrainte vraie et la contrainte d'ingénierie :

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{P}{A} = \frac{P}{\left(\frac{A_0 l_0}{l}\right)} = \frac{P}{A_0} \cdot \frac{l}{l_0} \\ &= \sigma_0 \left(\frac{l_0 + \Delta l}{l_0}\right) = \sigma_0 \left(1 + \frac{\Delta l}{l_0}\right) = \sigma_0 (1 + e) \end{aligned} \quad (103)$$

- La déformation vraie et la déformation d'ingénierie :

$$\sigma = \ln \frac{l}{l_0} = \ln \left(\frac{l_0 + \Delta l}{l_0}\right) = \ln(1 + e) \quad (104)$$

## 5.5 Simulation d'un modèle complet

Par définition, la simulation d'un modèle sous pression complet est la simulation d'un pipeline soumis à une pression interne et une pression externe [42].

La pression interne sera la pression de pré-éclatement trouvé analytiquement pour le premier pipeline de rapport des diamètres  $K_1$  ( $P_i = 31.96$  MPa).

Supposons que la pression externe est une pression hydrostatique appliquée par l'eau de mer ( $\rho = 1030$  Kg/m<sup>3</sup>) et considérons l'exemple de la Figure 5 comme hypothèse : Le pipeline Trans-Méditerranéen (Tunisie-Italie).

La mer méditerranéenne admet une profondeur moyenne de 1500 m ainsi que la pression atmosphérique est de 0.101 MPa [43]:

$$\begin{aligned} P_{mer} &= \rho \cdot g \cdot h \\ &= 1030 \times 9.8 \times 1500 = 15.14 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (105)$$

$$\begin{aligned} P_{exterieur} &= P_{atmosphère} + P_{mer} \\ &= 0.101 + 15.14 = 15.24 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (106)$$

Le but c'est de vérifier les dégâts que le pipeline puisse les avoir lorsqu'il est soumis à une pression interne de pré-éclatement et une autre hydrostatique extérieure d'une autre part :

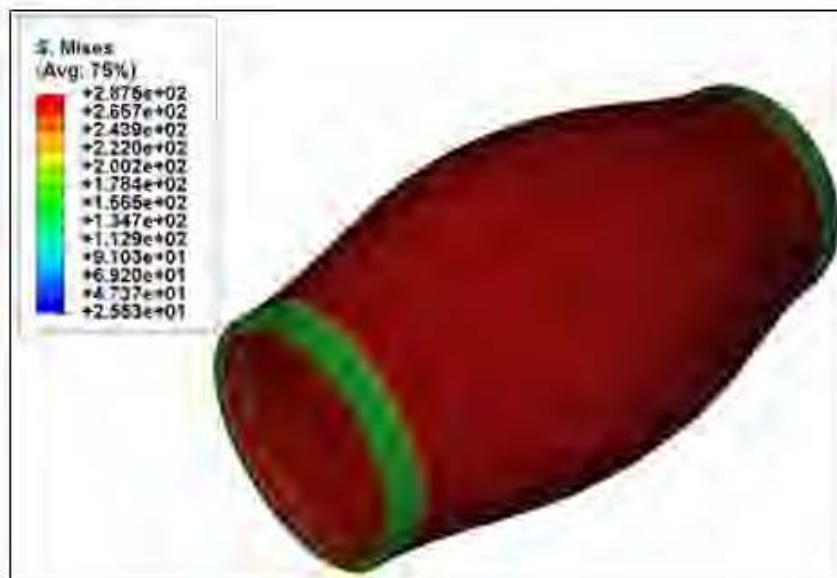


Figure 72 : Pipeline de rapport des diamètres  $K_1$  soumis à une  $P_{interne}$  et  $P_{exterieur}$

La contrainte de von Mises atteintes est de 287.5 MPa qui est inférieur à celle trouvée lorsqu'on applique seulement une pression interne, 483.2 MPa (Partie 5.4.5.2).

Rappelons que la pression de pré-éclatement a été utilisée durant cette simulation afin de vérifier si la contrainte de von Mises va s'approcher à celle trouvée lorsqu'on applique la pression d'éclatement (484.7 MPa).

Après plusieurs analyses et vérifications dans la littérature, il a été trouvé que le résultat est complètement validé. Lorsqu'on applique une pression interne et une autre externe, le pipeline sera lié à la théorie des sommes des forces appliquées. Si les deux pressions appliquées sont égales, la pression globale sera équivalente à une charge nulle. C'est pour cela que dans notre simulation, les deux pressions appliquées seront équivalentes à une seule pression globale :

$$\begin{aligned} P_{\text{appliquée}} &= \max(P_{\text{interne}}, P_{\text{externe}}) - \min(P_{\text{interne}}, P_{\text{externe}}) \\ &= 31.96 - 15.14 = 16.82 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (107)$$

### 5.6 Flexion 3 points

L'essai de flexion 3 points est un essai de mécanique classique qui permet de vérifier la résistance du pipeline de déterminer des propriétés en flexion dans des conditions définies. La méthode est utilisée pour l'étude du comportement en flexion des pipelines en le déformant sous l'action d'une charge concentrée. Le pipeline est placé sur deux appuis linéaires rectilignes et l'on applique au centre une force croissante qui tend à ses deux extrémités.

Cet essai se caractérise par la simplicité de l'expérience et de l'éprouvette. Lors du test, la partie supérieure est en compression et la partie inférieure en traction. Le but est donc d'essayer d'avoir une déformation plastique du pipeline. Cette déformation varie selon le déplacement vertical qui se définit par la flèche.

Le pipeline choisi pour cet essai est un modèle adapté aux essais de flexion qui respecte la norme ISO178:1993(F) avec une force de poinçon de 10 N. Selon ce code, la distance entre les centres des deux appuis doit être entre  $\frac{1}{2}$  et  $\frac{3}{4}$  de la longueur du pipeline. La géométrie du pipeline utilisé est présentée dans le Tableau 17 :

Tableau 17 : Caractéristique géométrique du pipeline choisi (AISI1020)

$R_e$ (mm)	10
$R_i$ (mm)	7
Épaisseur (mm)	3
Longueur de la pièce (mm)	400

La simulation numérique de cet essai a donné ce qui suit :

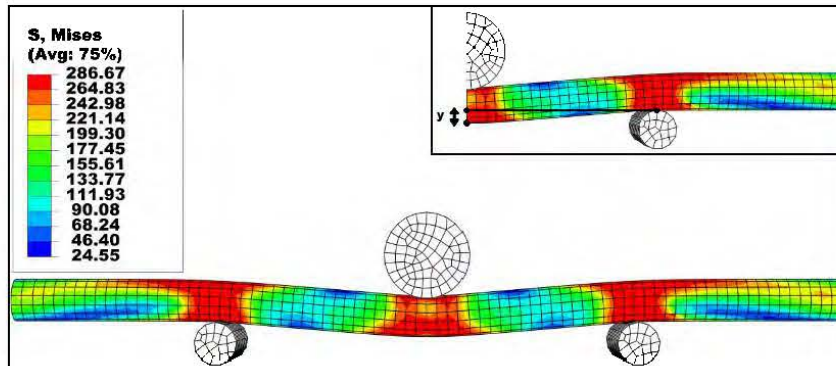


Figure 73 : Essai de flexion 3 points d'un pipeline

La vérification numérique de la flèche donne une valeur de  $y = 7.88$  mm. Cette valeur varie en fonction de la température. En appliquant une température de  $50^{\circ}\text{C}$ , la flèche s'allonge pour prendre une valeur de 8.40 mm, cependant  $\sigma_{VM}$  reste la même.

En plus de l'essai de flexion classique, une deuxième simulation a été faite sachant que le pipeline sera soumis à une pression interne. La norme utilisée dans cet essai a donné une géométrie de tube dont le rapport des diamètres est le même que celui de  $K_4$  (1.42). La pression interne utilisée sera donc celle de pré-éclatement afin de vérifier l'état du pipeline à l'état final ( $P_{\text{pré-éclatement}} = 167.26$  MPa).

Les résultats sont donnés par la figure suivante :

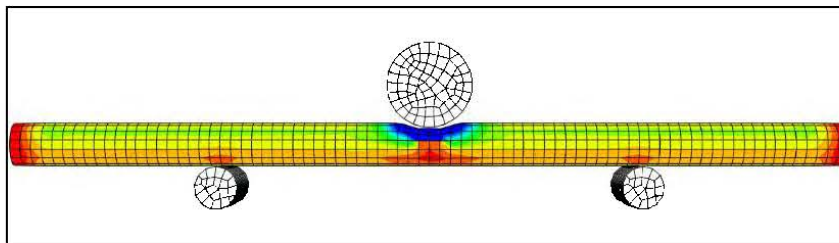


Figure 74 : Essai de flexion 3 points d'un pipeline sous pression

La force ponctuelle appliquée par le poinçon n'a pas pu déformer le pipeline comme au niveau du premier essai.

Une analyse comparative des deux simulations a été déterminée qui montre que le pipeline sous pression a pu délimiter la force du poinçon de 90% : C'est comme si une force de seulement 1 N au niveau du premier essai a été appliqué.

### **5.7 Conclusion**

Ce chapitre a permis de développer les connaissances et les expertises sur les procédés de contrôle de la haute pression à l'intérieur des pipelines des pompes centrifuges :

- Un pipeline qui inclut des coudes, la concentration des contraintes se localise dans ces formes à la présence d'une pression interne.
- Pour une même pression, le type d'écoulement varie selon la température de travail : En augmentant cette dernière, le nombre de Reynolds augmente.
- La simulation numérique valide l'aspect expérimental d'éclatement lorsqu'on choisit bien les données d'entrées numériques (Step, type d'élément, maillage, etc.) et on respecte les conditions limites qui illustrent le comportement réel du système.
- L'étude a montré qu'avec une augmentation de 326 % de rapport des diamètres, la pression d'éclatement expérimentale augmente de 1202 %.
- L'étude comparative des résultats a montré que le modèle analytique d'éclatement de Faupel a été celui qui concorde le mieux avec les tests expérimentaux parmi les cinq déjà cités. Reste le modèle de « AS » est celui qui admet le moins d'erreurs.
- Les ESP en acier AISI1020 s'éclatent lorsque leur  $D_{\text{extérieur}}$  augmente de 25.41%.
- Les ESP en acier AISI1020 s'éclatent lorsque l'épaisseur s'amincit de 32.82%.
- La pression de pré-éclatement a été atteinte à des valeurs de déformation plastique équivalente sensiblement égales à 5%, et ce, selon la géométrie.



## CHAPITRE 6 : APPLICATION INDUSTRIELLE : POMPE CENTRIFUGE

### 6.1 Introduction

Les pompes sont considérées parmi les ESP fortement sollicitées mécaniquement et thermiquement donc mises à haut risque de défaillances et d'éclatement. D'où, elles doivent, en permanence, répondre aux normes de conception, aux nouvelles exigences de l'industrie mondiale <sup>[44,45]</sup>. Donc, une meilleure prédiction de comportement des parois des pompes centrifuges sous pression permet d'améliorer la fiabilité de ces dernières et par conséquent garantir une large économie énergétique et financière. Par contre, un réel risque de défaillance apparaît lorsque ces pompes seront soumises à des hautes pressions atteignant des états limites synonymes de pré-éclatement voire d'éclatement. Yu et Liu <sup>[46]</sup> ont mis en place une étude portant sur le dimensionnement et la fracture des impellers d'une pompe centrifuge soumis à des pressions de contact et le couple de l'axe de rotation moteur. Iversen et al. <sup>[47]</sup> ont étudié l'effet de la distribution de pression dans la volute et la force radiale sur les impellers.

Dans le but de certifier les pompes centrifuges pour le fonctionnement à des hautes pressions, une étude préliminaire sur la distribution dans les différentes parties sensibles de la section de décharge est réalisée. Le modèle est fourni par l'entreprise partenaire Technosub (Rouyn Noranda, Québec). Le numéro de série de la pompe complète est le MH40-65 (Figure 75), fabriqué en fonte ductile (Tableau 18).

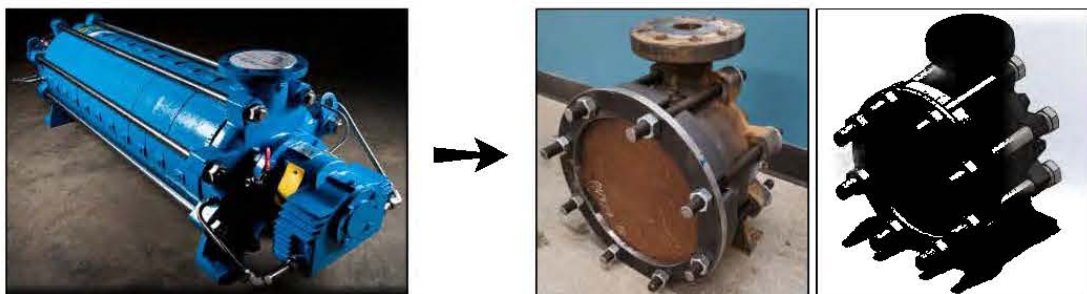


Figure 75 : Pompe centrifuge TECHNOJET multistage MH40-65

Tableau 18 : Propriétés mécaniques de la fonte ductile (65-45-12)

Densité (kg/m <sup>3</sup> )	7150
Contrainte ultime de traction (MPa)	490.58
Contrainte limite d'élasticité (MPa)	318.97
Module de Young (MPa)	168000
Coefficient de poisson	0.29

Le dessin de la décharge fait manuellement a donné une distribution de contrainte non conforme et instable due à plusieurs imprécisions géométriques et dimensionnelles. C'est la raison pour laquelle on a opté pour une numérisation de la décharge par un numériseur infrarouge afin de déterminer les zones complexes : Rayons de courbure, congés, chanfreins, etc.



Figure 76 : Scanne 3D de la pièce décharge

Pour l'essai expérimental, le matériel requis est le suivant :






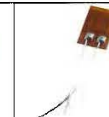
					
Partie de décharge	Pompe manuelle	Flexible de transfert	Vanne	Manomètre	Jauge de déformation

Figure 77 : Matériel requis à l'essai de pressurisation

Le schéma hydraulique du circuit est le suivant :

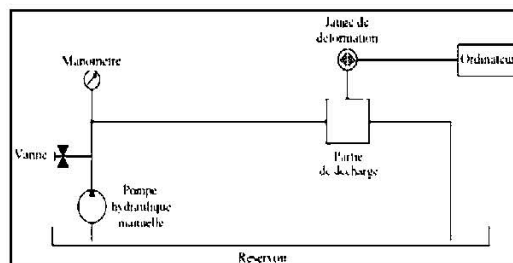


Figure 78 : Schéma hydraulique du circuit d'essai

## 6.2 Code et standard

Plusieurs normes ont été combinées afin de les adapter au dimensionnement, le choix des charges appliquées et le protocole des essais expérimentaux de pressurisation et de dépressurisations :

- ANSI (American National Standards Institute) /API 610-1995 (American Petroleum Institute) : Couvre les exigences minimales pour les pompes centrifuges, y compris les pompes fonctionnant en sens inverse en tant que turbines de récupération d'énergie hydraulique, destinée à être utilisée dans les industries du pétrole, des produits chimiques lourds et du gaz. Les types de pompes couverts par la présente norme peuvent en gros être classés en suspens, entre roulements et suspendus verticalement.
- ASME B73.1-2001 : Spécifications pour les pompes centrifuges horizontales à aspiration de bout pour le traitement chimique. Cette norme couvre les pompes centrifuges de conception horizontale, à aspiration en bout et à décharge centrale. Cette norme inclut des exigences d'interchangeabilité dimensionnelle et certaines caractéristiques de conception pour faciliter l'installation et la maintenance. La présente norme vise à ce que les pompes de même désignation de dimension de toutes les sources d'alimentation soient interchangeables en ce qui concerne les dimensions de montage, la taille et l'emplacement des buses d'aspiration et de refoulement, des arbres d'entrée, des plaques de base et des trous de boulon.
- ASME B73.2-2003 : Spécifications des pompes centrifuges en ligne verticale pour procédés chimiques.

Le mode opératoire commence par remplir la section de charge avec de l'eau sous pression à l'aide d'une pompe hydraulique pendant un laps de temps prescrit. La pression initiale ne doit pas en aucun cas être inférieure à 1 000 KPa, sachant que pendant le plan d'expérience il faut appliquer à chaque fois le double de la pression de travail maximale plus 10 %.

La dépressurisation suit une droite linéaire décroissante. Le protocole est décrit par l'organigramme suivant :

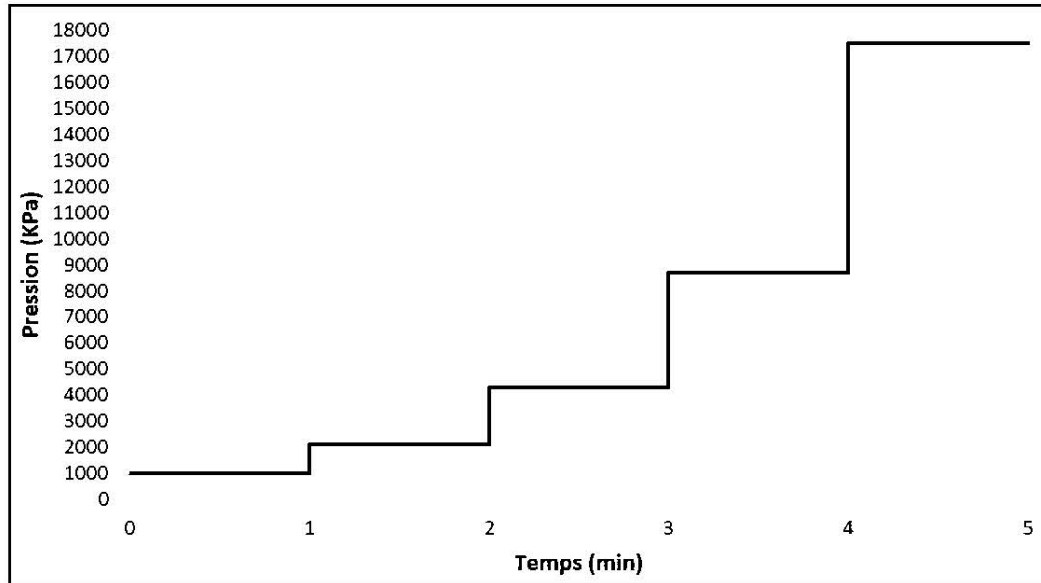


Figure 79 : Protocole de pressurisation

### 6.3 Analyse préliminaire

#### 6.3.1 Les stages de transmission « Volute »

La pompe se compose de 10 stages. Chaque stage doit être suffisamment résistant afin que l'ensemble puisse supporter la pression du fluide.



Figure 80 : Les stages de transmission de la pompe

Le diamètre extérieur est de 138.9 mm avec deux diamètres intérieurs, de 128.59 mm et de 121.92 mm. Le fluide transmis a le même débit et la même pression lors du passage des 10 stages on peut utiliser le  $\max(D_{i1}, D_{i2}) = 128.59$  mm afin de déterminer la résistance.

Le pré-éclatement est déterminé par la formule suivante :

$$P_{\min} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{ys} \cdot \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) \quad (108)$$

En adaptant cette équation à nos données, on obtiendra ce qui suit :

$$\begin{aligned} P_{\min} &= \frac{2}{\sqrt{3}} \times \sigma_{ys} \times \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) \\ &= \frac{2}{\sqrt{3}} \times 318.97 \times \ln\left(\frac{138.9}{128.59}\right) = 28.4 \text{ MPa} \quad (4206.09 \text{ psi}) \end{aligned} \quad (109)$$

Beaucoup de modèles existent aujourd'hui qui permet de prédire l'éclatement, mais 5 seulement sont précis et qui donnent le minimum d'erreur :

Tableau 19 : Détermination de la pression d'éclatement analytique

	Pression d'éclatement	
	MPa	PSI
<b>ASME</b>	35.73	5146.5
<b>Faupel</b>	37.88	5380.42
<b>Nadai</b>	41.85	5965.25
<b>Soderberg</b>	41.79	5965.25
<b>Turner</b>	36.25	5146.5
<b>Moyenne</b>	38.70	5520.78

La pression de pré-éclatement trouvé analytiquement (Équation 2) a été utilisée numériquement comme pression de travail afin de valider la prédiction :

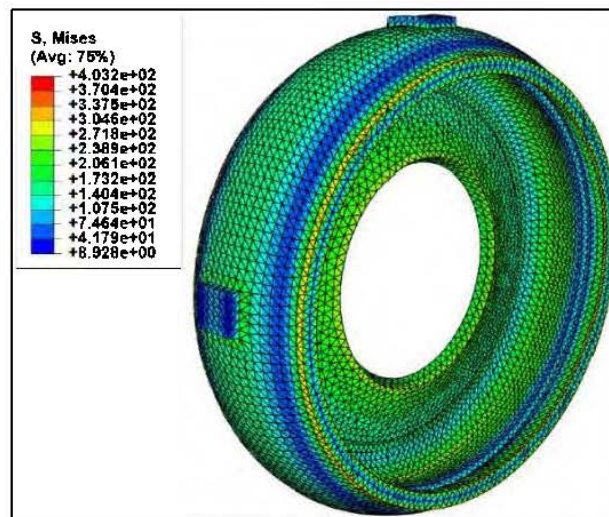


Figure 81 : Simulation de la volute sous la pression de pré-éclatement analytique

La contrainte de von Mises donne une valeur de 403.2 MPa situés entre la limite élastique et la limite ultime. Un résultat assez acceptable pour un pré-éclatement puisque l'essai de traction a donné une contrainte de rupture égale à 490.58 MPa.

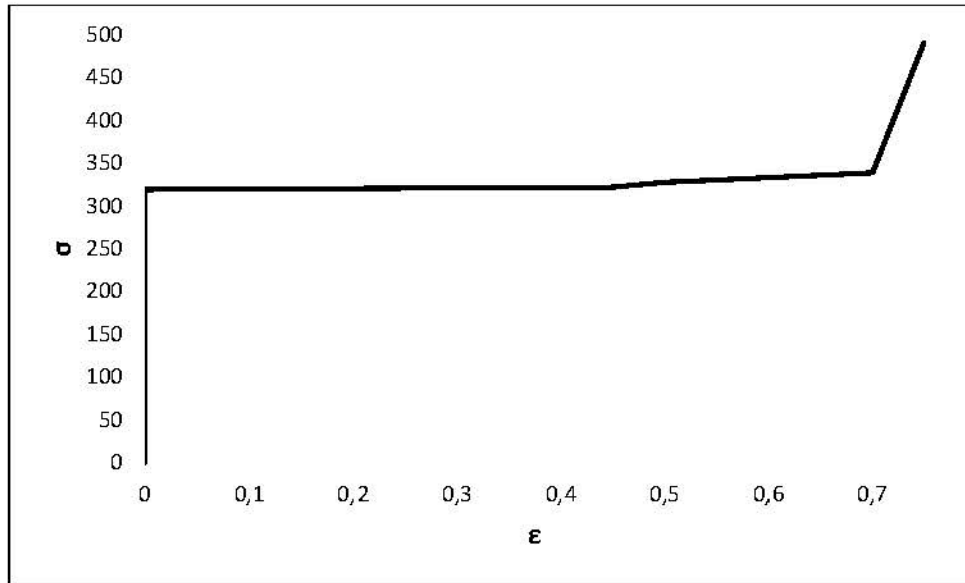


Figure 82 : Essai de traction (Fonte ductile 65-45-12)

### 6.3.2 La rondelle

Une rondelle  $\frac{3}{4}$  de pouces ( $D_e = 50$  mm,  $D_i = 19.05$  mm et  $e = 2.5$  mm) utilisé pour faciliter l'assemblage des composants de la pompe.

Ces disques minces doivent supporter le couple de serrage ainsi que la pression appliquée à l'intérieur de la pompe. Généralement, lors de l'application d'une haute pression, elles prennent une forme plus ou moins conique. Cette forme a été validée expérimentalement et numériquement après l'application d'une pression de 3000 PSI:



Figure 83 : Déformation de la rondelle lors de l'application d'une haute pression  
L'amincissement de l'épaisseur dans la zone conique est négatif. C'est logique puisque la rondelle n'est pas le corps qui a subi l'effet direct de la pression :

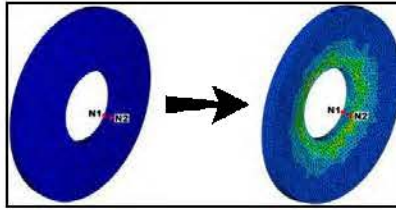


Figure 84 : Vérification de l'amincissement de l'épaisseur de la rondelle

### 6.3.3 Vis-écrou

L'ensemble vis-écrou est utilisé pour assembler la partie de décharge de la pompe avec la volute et la plaque externe selon un mouvement axial de l'écrou associé au mouvement rotatif d'une vis de diamètre nominal  $\frac{3}{4}$  pouces.

Ce système met en évidence les forces de frottement agissant entre la vis et l'écrou. Le couple de serrage est choisi selon la norme qui définit le modèle utilisé afin d'avoir un assemblage sécuritaire.

Notre ensemble admet des vis de grade 5 serrées avec graisse et lubrification. Le couple de serrage est donc de 200 N.m suivant la norme des F.E.D.S (Fastenal Engineering & Design Support), sachant que,  $K$ =Coefficient de couple de serrage :

Tableau 20 : Couple du serrage suivant la norme des F.E.D.S

Nominal Dia	Grade 5		
	Tightening Torque		
(in.)	K = 0.15	K = 0.17	K = 0.20
3/4	200	227	267

K = 0.15 "lubricated" conditions  
 K = 0.17 zinc plated and dry conditions  
 K = 0.20 plain and dry conditions

## 6.4 Validation du modèle éléments finis

### 6.4.1 Conditions aux limites

Les conditions aux limites jouent un rôle très important au niveau de la précision des résultats. Plusieurs essais avec différents types de conditions aux limites (Figure 86) ont été faits afin d'obtenir un état approximatif des concentrations des contraintes. Les capteurs ont été installés en conséquence dans ces endroits.

Les conditions limites générales considérées pour l'essai expérimental sont :

- Couple de serrage de 200 N.m (vis/écrou)
- Une pression interne de 2000 PSI (13.78 MPa)



Figure 85 : Essai préliminaire et insertion des jauges de déformation

Numériquement, il faut intégrer tous les détails qui illustrent le comportement réel de la pièce de décharge sous forme des conditions limites :

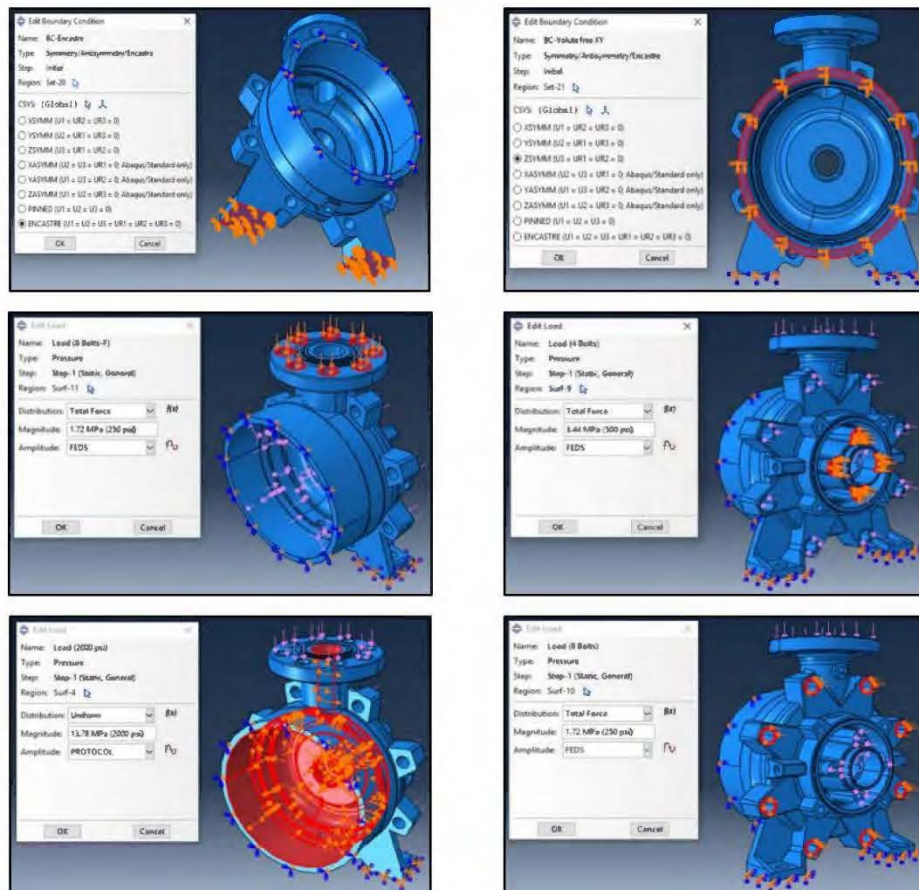


Figure 86 : Conditions aux limites



## 6.4.2 État de maillage

### 6.4.2.1 Vérification de la stabilité et validation expérimentale

La vérification du maillage sera la même que celle effectuée pour les pipelines dans le chapitre précédent. L'analyse de la stabilité est basée sur les déformations qu'au lieu de la contrainte de von Mises.

La Figure 87 illustre une analyse comparative des déformations principales ( $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$ ) à l'état initial ( $P=0$  PSI) et lorsque la pression de travail égal à 2000 PSI.

Il faut savoir que les contraintes longitudinale et radiale sont différentes de 0 à l'état initial sous l'effet du couple de serrage qui va compresser la pompe.

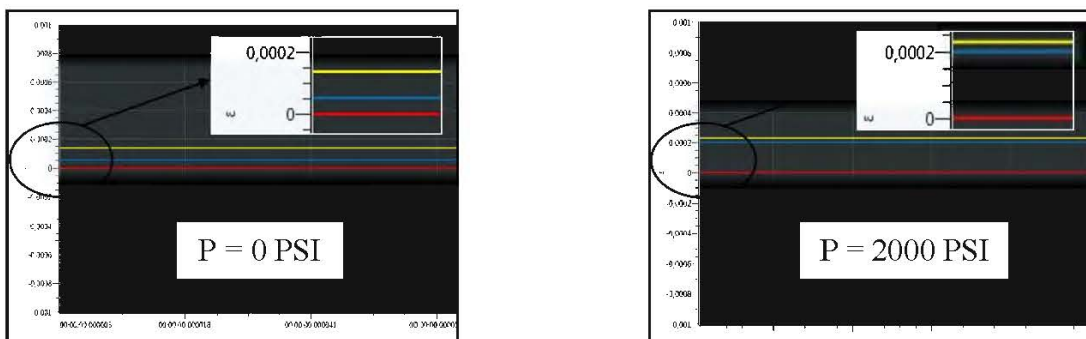


Figure 87 : État des déformations principales à  $P = 0$  PSI et à  $P = 2000$  PSI

$\epsilon_2$  subie au plus de déformation selon les résultats obtenus avec une valeur de 0.000225. Validons ça numériquement en appliquons la même pression de travail (2000 PSI), et en essayons de localiser la déformation dans la même zone ou la jauge des contraintes est installé réellement.

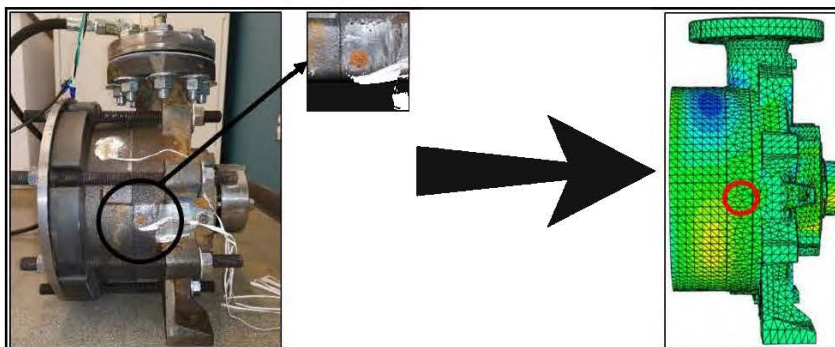


Figure 88 : Première jauge de déformation et vérification numérique

L'élément 53891 situé dans la zone rouge a été choisi afin de vérifier la déformation  $\epsilon_2$ . Après plusieurs essais et modification des paramètres numériques, il a été prouvé qu'avec un maillage inférieur ou égal à 11 accompagné de l'élément C3D10 (tétraédrique quadratique à 10 nœuds) la solution devient stable comme montre la Figure 89. Cette solution de référence concorde bien avec les résultats expérimentaux :  $\epsilon_2$  (Numérique) = 0.000224 : Une erreur de  $10^{-6}$  sous l'effet initial de la compression tel qu'expliqué précédemment.

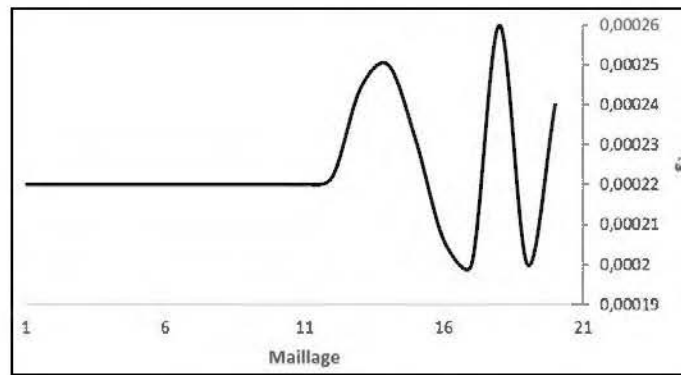





Figure 89 : Effet du maillage sur la précision des résultats de  $\epsilon_2$

#### 6.4.2.2 Analyse numérique

La Figure 89 montre l'influence du raffinement du maillage en utilisant 10 tailles de maillage (De 20 à 10). On conclut que lorsqu'il y a plus d'éléments, ça aide à rendre les résultats plus précis comme montre le Tableau 21. Le nombre d'éléments a été multiplié par 2.5 par rapport à la solution standard afin d'obtenir des résultats stables. Le maillage de taille 10 a donné des résultats stables : C'est la solution de référence.

Tableau 21 : Raffinement du maillage de la décharge

Taille 20 33897 ÉLÉMENTS	Taille 15 46925 ÉLÉMENTS	Taille 10 88076 ÉLÉMENTS
		

Le maillage de taille 10 a donné des résultats stables : C'est la solution de référence.

Tableau 22 : Effet de raffinement de maillage sur la contrainte de von Mises

Maillage	Nbre d'éléments	von Mises (MPa)	Écart (%)
20	33897	284.2	0.21
19	35642	410.6	30.63
18	36723	498.4	42.85
17	39282	504.8	43.58
16	41835	438.4	35.03
15	46925	479.5	40.60
14	51701	319.2	10.77
13	54938	363.3	21.60
12	64170	288.1	1.14
11	74154	284.5	0.1
10	88076	284.8	0

La courbe suivante montre l'évolution de la contrainte de von Mises par rapport à la taille du maillage utilisé et en comparant par rapport à la solution de référence :

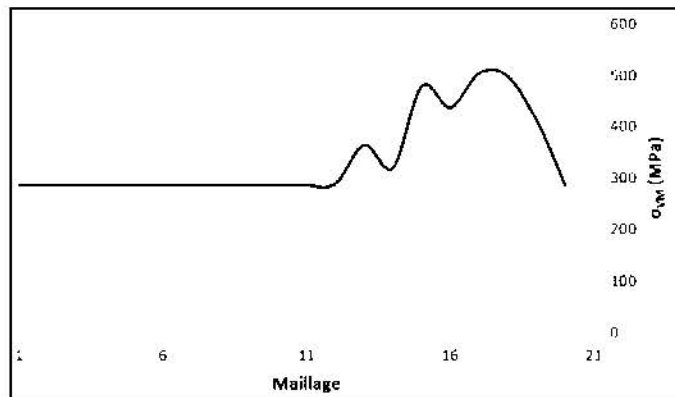


Figure 90 : Effet du maillage sur la précision des résultats de  $\sigma_{VM}$

Une autre astuce peut être utilisée qui permet d'avoir les mêmes résultats de la solution de référence (Taille 10) et gagner plus de temps : C'est la méthode du maillage adapté.

L'essai numérique a validé les résultats :  $\epsilon_2 (\text{Maillage}_{10}) = \epsilon_2 (\text{Maillage adapté}) = 0.000224$ .

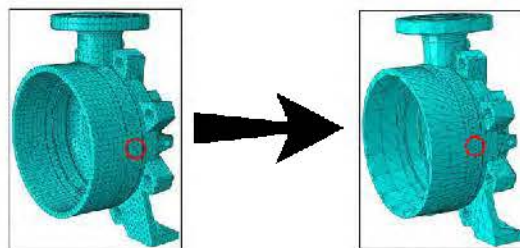


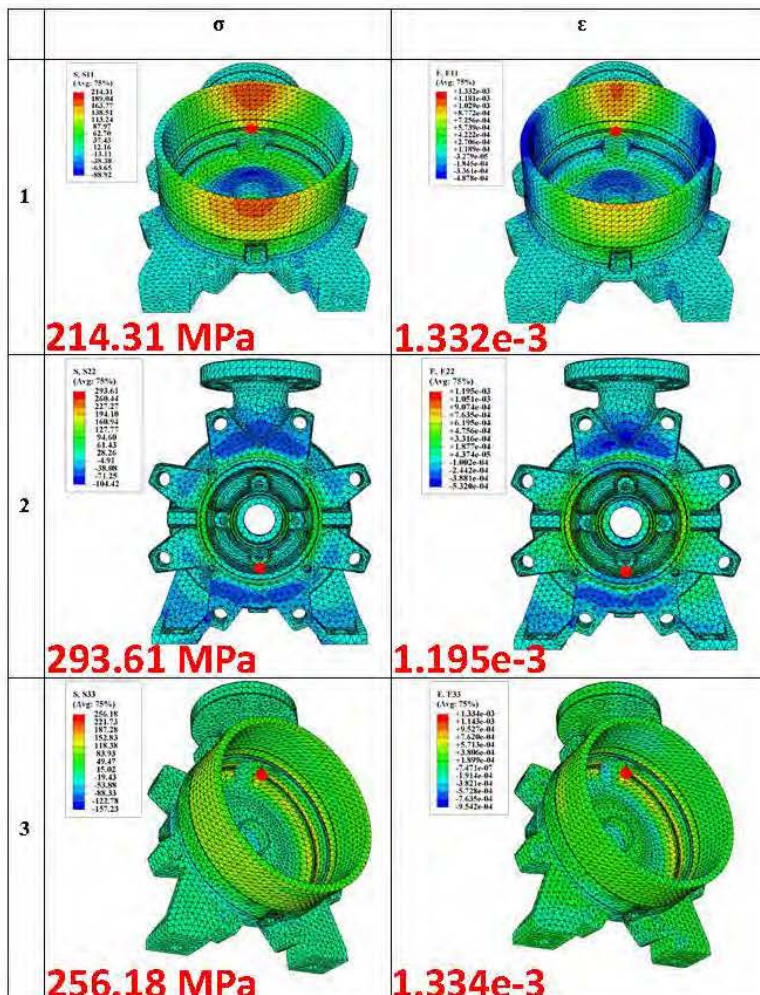
Figure 91 : Maillage adapté

### 6.4.3 Emplacement des jauges et étude numérique

Il est très important d'identifier les zones de maximum de concentration de contrainte afin de savoir où placer les jauges [48]. Un essai en élasticité préliminaire à 2000 PSI (13.78 MPa) a donné les résultats du Tableau 23 selon les 3 axes principaux.

La comparaison des déformations maximales nous a montré que le maximum est donné par  $\epsilon_3$ . Sachant que l'emplacement de cette dernière est inaccessible, la jauge de déformation sera installée dans un autre endroit. Le maximum sera donc donné en utilisant un coefficient de proportionnalité qui doit être vérifié avec plusieurs valeurs de pression.

Tableau 23 : Concentration des contraintes et des déformations



La jonction de la pièce de décharge est la partie qui subit au plus d'effort. Pour cela une analyse de la  $\sigma_{VM}$  sera effectuée dans cette zone afin de vérifier la convergence :

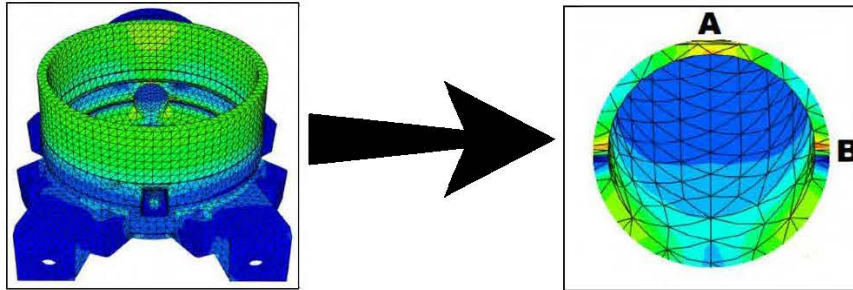


Figure 92 : Analyse de la répartition des contraintes au niveau de la jonction

Le tracé de l'évolution des contraintes dans l'arc A-B est donné par la figure suivante :

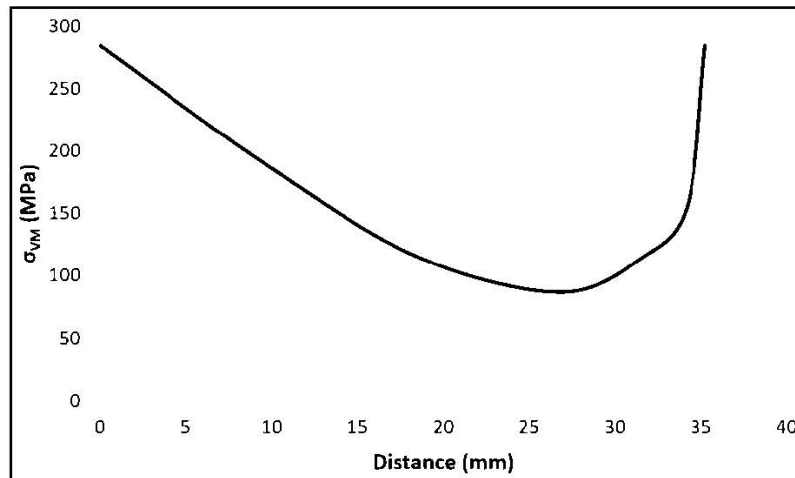


Figure 93 : Évolution de la zone de concentration

### 6.5 Essai expérimental complet

L'essai expérimental complet est élaboré en se basant sur les normes expliqués dans les parties 6.2 et 6.3.

- Il faut commencer par serrer les vis selon la norme F.E.D.S avec un couple de serrage de 200 N.m.
- Vérifier que le circuit est fermé et tous les composants sont bien liés.
- Ouvrir la vanne d'eau et commencer à augmenter la pression selon le protocole de la Figure 79 et qui se résume dans l'histogramme suivant :

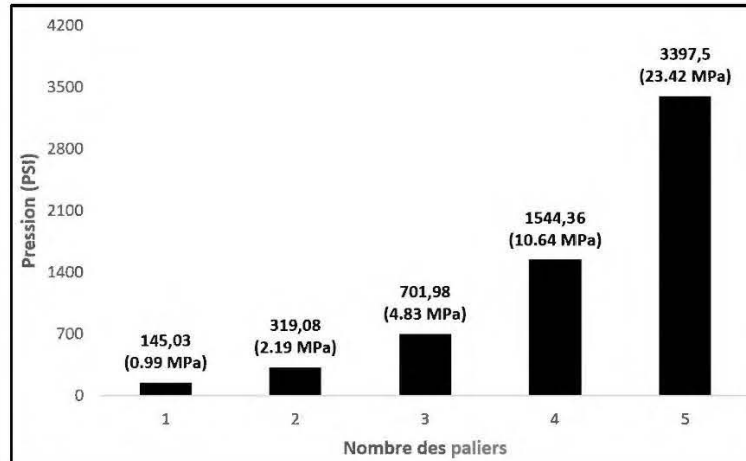


Figure 94 : Protocole de pressurisation

- La pression initiale utilisée est de 145.03 PSI sachant qu'il faut la garder pendant une minute ensuite, il faut appliquer à chaque fois le double de la pression de travail maximale plus 10 %.
- La dépressurisation suit une courbe linéaire décroissante : Il suffit juste de fermer la vanne d'entrée d'eau et d'ouvrir celle de sortie afin de vider la pièce de décharge et ravoir une pression nulle au niveau du manomètre.

La pression limite utilisée est de 3000 PSI au lieu de 3397.5 PSI en raison de la capacité de la pompe hydraulique utilisée. Il faut savoir que le protocole de la Figure 94 a été introduit numériquement sur Abaqus afin de valider les résultats :

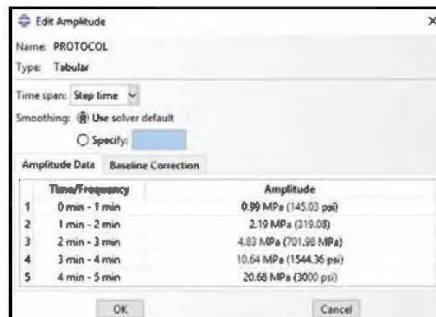


Figure 95 : Introduction du protocole de pressurisation sur Abaqus

Tel qu'expliqué dans la partie 6.4.3, la jauge de déformation a été installée dans un endroit accessible comme montre la Figure 96.

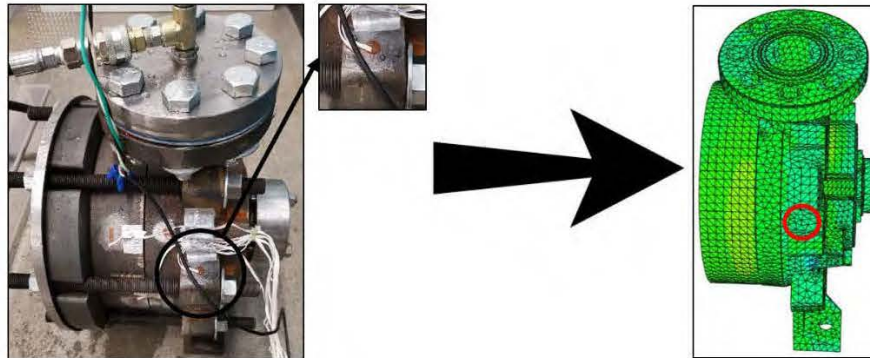


Figure 96 : Jauge de déformation de l'essai complet et vérification numérique

Des coefficients de proportionnalité ont été déterminés selon l'emplacement de la jauge de la Figure 96 et conformément au Tableau 23. Ces coefficients ont été vérifiés et validés en utilisant plusieurs valeurs de pression :

- Suivant l'axe 1 :  $\epsilon_1 (Max) / \epsilon_1 (Zone\ de\ référence) = 3.9$
- Suivant l'axe 2 :  $\epsilon_2 (Max) / \epsilon_2 (Zone\ de\ référence) = 4.9$
- Suivant l'axe 3 :  $\epsilon_3 (Max) / \epsilon_3 (Zone\ de\ référence) = 4$

La validation des déformations expérimentale-numérique est donnée par le Tableau 24 (Les mesures sont dans les annexes) :

Tableau 24 : Vérification expérimentale des déformations

Expérimental		Numérique	
Pallers	Déformations	Pallers	Déformations
1	$\epsilon_1 = 0.00002$	1	$\epsilon_1 = 0.000025$
	$\epsilon_2 = 0.00001$		$\epsilon_2 = 0.000012$
	$\epsilon_3 = -0.000039$		$\epsilon_3 = -0.000041$
2	$\epsilon_1 = 0.000042$	2	$\epsilon_1 = 0.000045$
	$\epsilon_2 = 0.00003$		$\epsilon_2 = 0.000039$
	$\epsilon_3 = -0.000048$		$\epsilon_3 = -0.000052$
3	$\epsilon_1 = 0.00012$	3	$\epsilon_1 = 0.00010$
	$\epsilon_2 = 0.00008$		$\epsilon_2 = 0.00009$
	$\epsilon_3 = -0.00011$		$\epsilon_3 = -0.00015$
4	$\epsilon_1 = 0.000215$	4	$\epsilon_1 = 0.00020$
	$\epsilon_2 = 0.00016$		$\epsilon_2 = 0.00017$
	$\epsilon_3 = -0.000215$		$\epsilon_3 = -0.0002$
5	$\epsilon_1 = 0.00047$	5	$\epsilon_1 = 0.0005$
	$\epsilon_2 = 0.00036$		$\epsilon_2 = 0.00037$
	$\epsilon_3 = -0.0005$		$\epsilon_3 = -0.0005$

À 3000 PSI,  $\epsilon_3$  numérique est la suivante :

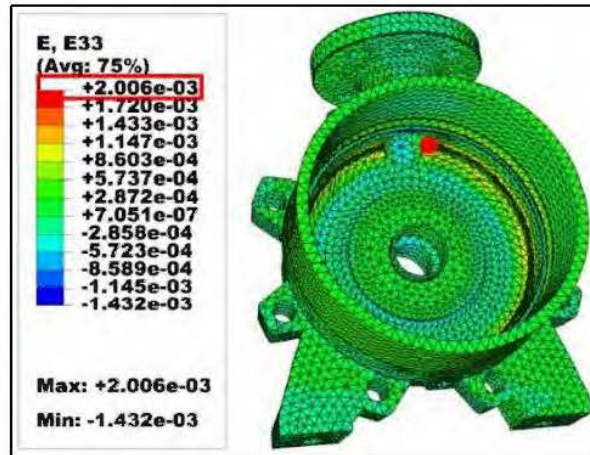


Figure 97 : Déformation maximale de  $\epsilon_3$  sous 3000 PSI

Selon le coefficient de proportionnalité de l'axe 3 déterminé précédemment, on a :

$$\rightarrow \epsilon_3 (\text{Max}) / (\text{Zone de référence}) = 4$$

$$\rightarrow \epsilon_3 (\text{Max}) = 4 * \epsilon_3 (\text{Zone de référence}) = 4 * 0.0005 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ (Validé)}$$

### 6.6 Prédiction des pressions de pré-éclatement selon une méthode multicritère

Durant cette analyse, on va considérer que la pression d'éclatement est égale à 3500 PSI puisqu'elle nous a permis d'avoir la contrainte de von Mises la plus proche de la contrainte de rupture (490.58 MPa) trouvés lors d'un essai réel de traction ultime (Figure 82).

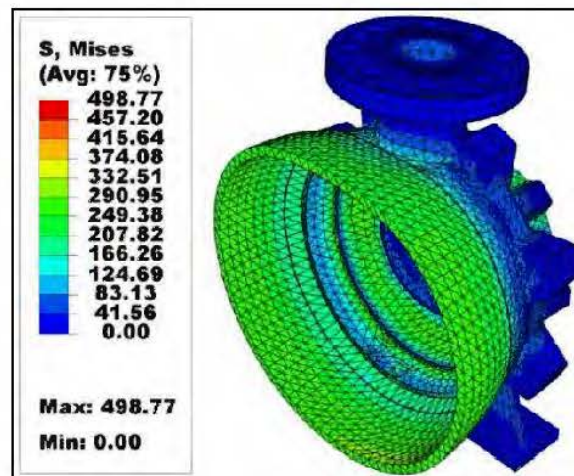


Figure 98 : État des contraintes (P=3500 PSI)



### 6.6.1 Critère N°1 : von Mises

La Figure 99 montre la distribution des états limites correspondants aux prédictions selon le critère classique de von Mises. Les contraintes principales trouvées numériquement sont :

- Pour 2000 PSI :  $\sigma_{VM,1} = 214.3 \text{ MPa}$  /  $\sigma_{VM,2} = 256.2 \text{ MPa}$
- Pour 3000 PSI :  $\sigma_{VM,1} = 321.6 \text{ MPa}$  /  $\sigma_{VM,2} = 351.8 \text{ MPa}$
- Pour 3500 PSI :  $\sigma_{VM,1} = 356.4 \text{ MPa}$  /  $\sigma_{VM,2} = 419.6 \text{ MPa}$

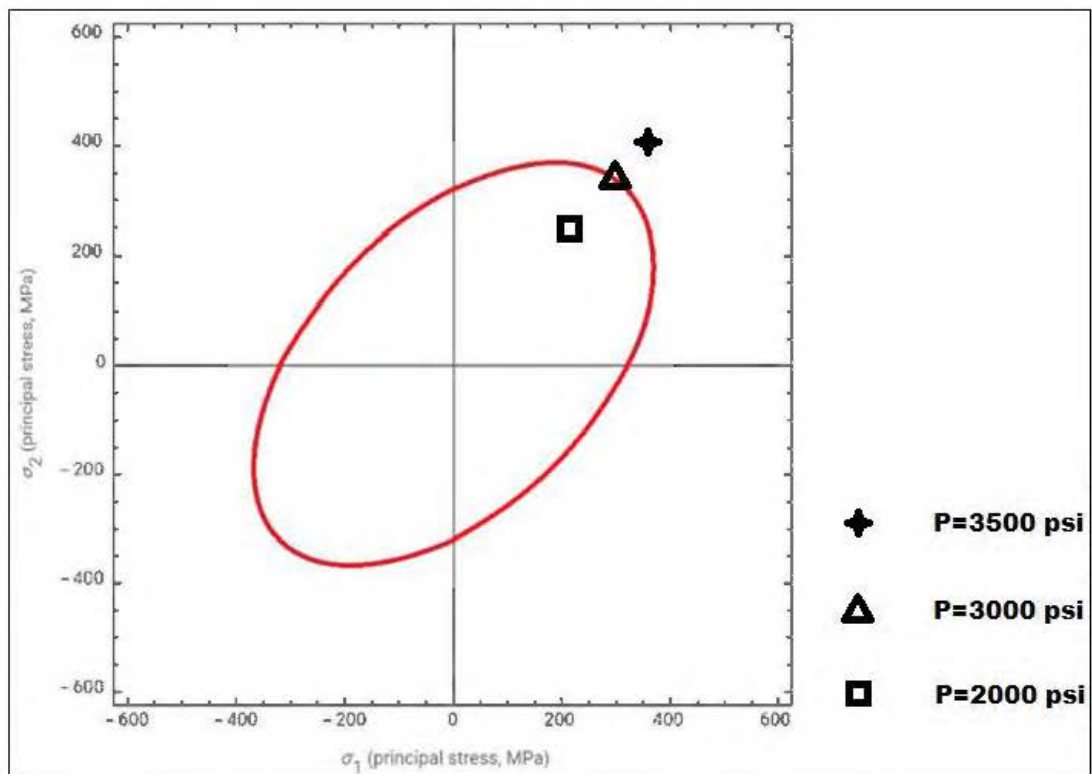


Figure 99 : Distribution des états limites en 2D selon le critère de von Mises

### 6.6.2 Critère N°2 : Déformation équivalente plastique (PEEQ)

À partir de la courbe de  $P=f(\text{PEEQ})$ , on a pu déterminer la pression de pré-éclatement de la partie de décharge avec un critère global de 0.1% de PEEQ (La fonte est beaucoup moins résistante que l'acier) :

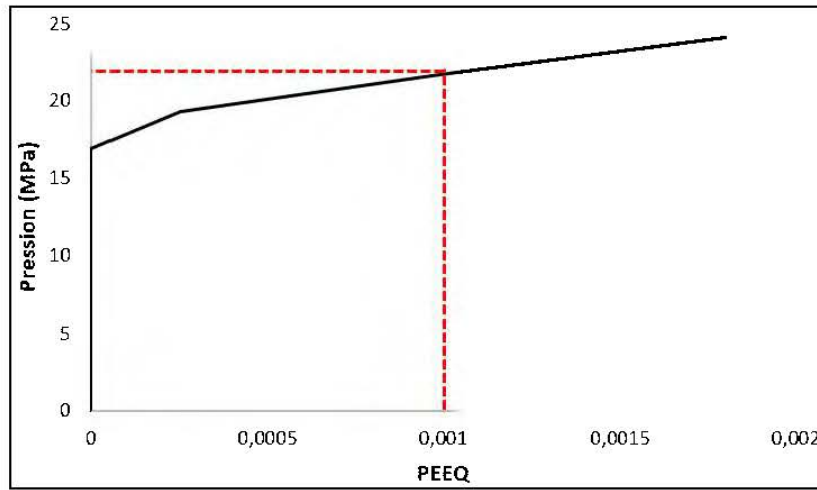


Figure 100 : Courbe de  $P=f(\text{PEEQ})$  pour la partie de décharge

Selon une hypothèse qui utilise une pression d'éclatement de 24.13 MPa (3500 PSI) et qui donne la courbe de la figure précédente : La pression de pré-éclatement déterminée en projetant 0.001 de PEEQ est de 22 MPa (3190.83 PSI).

### 6.6.3 Critère N°3 : Amincissement excessif de l'épaisseur

En choisissant deux nœuds parallèles dans la partie qui a subi au plus de déformation, le résultat a donné ce qui suit :

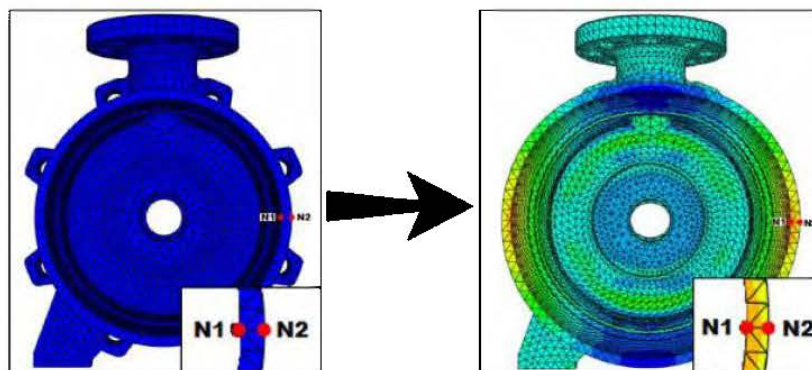


Figure 101 : Amincissement de l'épaisseur de la partie de décharge

L'épaisseur initial est de 11.18 mm. La vérification numérique de l'état final donne une valeur de 11.16 mm, ce qui engendre un amincissement de 0.02 mm.

➔ L'éclatement se produit après 0.17 % d'amincissement.

#### 6.6.4 Critère N°4 : Gonflement excessif

En vérifiant l'allongement du diamètre extérieur, le gonflement obtenu est égal à 279.86 mm. Ce phénomène commence à s'apparaitre à l'atteint d'une pression égale à 3200 PSI, ce qui valide le critère N°2.

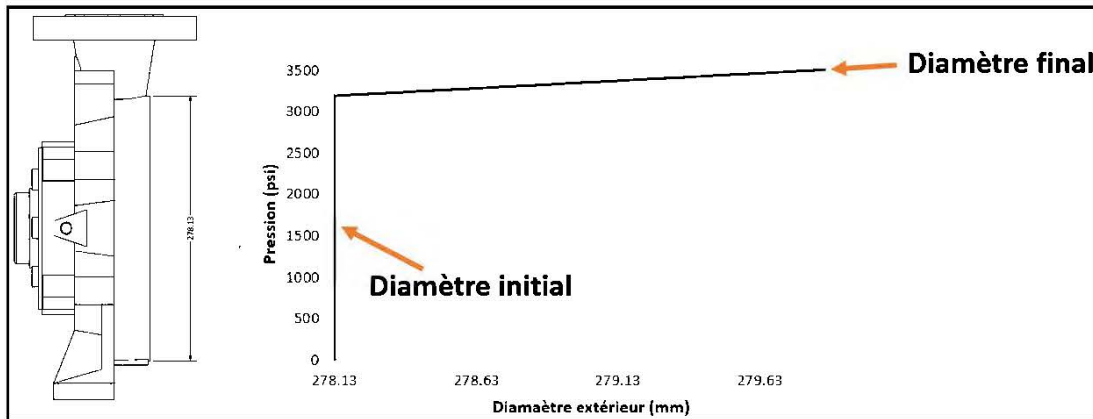


Figure 102 : Gonflement de la partie de décharge

→ L'éclatement se produit après 0.61 % de gonflement.

#### 6.7 Conclusion

Ce chapitre permet de développer les connaissances et les expertises sur les procédés de contrôle de la haute pression à l'intérieur des pompes centrifuges.

On a pu valoriser la partie de décharge d'une pompe MH 40-65 lorsqu'elle est soumise à des pressions extrêmes.

On a pu faire une amélioration des prédictions des états limites à partir d'une expertise bien détaillée sur ces systèmes.

Les parties de décharge de pompes centrifuges s'éclatent lorsque leur  $D_{\text{extérieur}}$  augmente de 0.61% et lorsque l'amincissement est de 0.17%.

La pression de pré-éclatement a été atteinte à des valeurs de déformation plastique équivalente sensiblement égales à 0.1%, et ce, selon la géométrie.

## CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Dans ce mémoire une modélisation numérique, analyse analytique et expérimentale de la fiabilité opérationnelle des ESP ont été réalisées. Pour cela, le travail a été basé sur la méthode des éléments finis 3D pour vérifier les résultats numériques et valider les données expérimentales.

Dans le chapitre 1, une introduction qui inclut quelques généralités concernant les ESP, tel que : le domaine d'utilisation, les statistiques de travail, les normes standards et les lois gouvernementales...etc. Ensuite, la problématique du projet a été exposée suivi par les objectifs de ce dernier.

Dans le chapitre 2, des généralités ont été présentées afin d'expliquer le domaine, les aspects généraux et les différents types des pipelines tout en expliquant la relation avec la résistance des matériaux afin d'identifier les paramètres qui ont un effet direct ou indirect sur le comportement ductile ou tenace des pipelines. Pour cela, une revue de littérature des points les plus importants a été proposée.

Dans le chapitre 3, une description de quelques caractéristiques et théories de conception des pipelines tout en expliquant leurs relations avec les critères limites tel que Tresca et von Mises. Des approches de calcul ont été présentées afin d'identifier l'état du pipeline.

Dans le chapitre 4, la méthode des éléments finis tridimensionnelles des milieux continus a été expliquée ainsi que sa relation avec les critères multiaxiaux en les appliquant aux pré-éclatement et l'éclatement des pipelines suivants différents spécimen. Des modèles analytiques et numériques ont été établis afin d'identifier les états limites. Un nouveau modèle « AS » (De pré-éclatement et d'éclatement) a été présenté aussi qui a permis d'avoir des résultats plus précis que tous les autres déjà proposés.

Dans le chapitre 5, un portrait détaillé des résultats trouvés selon chaque modèle utilisé en proportion des différentes sollicitations mécaniques appliquées. Une comparaison des résultats numériques avec ceux expérimentaux a été élaborée afin de valider l'étude et par la suite, prédire les états limites.

Le chapitre 6 est la dernière section de ce projet qui admet une application industrielle sur les pompes centrifuges. Une étude expérimentale numérique a été élaborée sur la partie de décharge de ces systèmes. Un essai expérimental a été validé par un autre numérique en utilisant des pressions limites qui atteint 3000 PSI. La prédiction des états limites numériquement a été validée puisque l'essai expérimental a donné le même résultat.

Les intérêts futurs de la modélisation des ESP sont :

- Développer un montage expérimental capable de valider les essais expérimentaux de n'importe quel pipeline de n'importe quelle dimension.
- Détailler d'autres critères limites capables d'identifier l'état actuel et réel lors de l'application d'une pression quelconque.
- Déterminer la transmission de chaleur entre le fluide transmis et le corps d'un ESP.
- Prédire les états limites tout en mettant en considération les corrosions et les altérations qui existent déjà sur le matériau.
- Analyser les effets des additifs chimiques pour obtenir un matériau composite capable rendre le système plus dur et plus résistant.
- Réaliser les effets des contraintes résiduelles suite à la pressurisation et la dépressurisation.
- Inspecter le comportement acoustique et vibratoire lors de fonctionnement.
- Explorer l'influence de la corrosion et de la durée de vie sur le rendement.
- Étudier l'effet de la fatigue et le fluage sur l'évolution des états limites.

## ANNEXES

### CHAPITRE 4 : MODÉLISATION, SIMULATION ET MISE EN ŒUVRE NUMÉRIQUES

Le script doit inclure en premier lieu les bases de démarrage, la mise en route et le téléchargement des modules tel que montre la Figure 103 :

```
# load the Python Modules
from abaqusConstants import *
from mesh import *
from step import *
from regionToolset import Region
from multiprocessing import cpu_count
from visualization import openOdb
from abaqus import mdb
import csv # utilities to write a .CSV file

from abaqus import *
from abaqusConstants import *

session.Viewport(name='Viewport: 1', origin=(0.0, 0.0), width=169.285705566406,height=193)
session.viewports['Viewport: 1'].makeCurrent()
session.viewports['Viewport: 1'].maximize()
from caeModules import *
from driverUtils import executeOnCaeStartup
executeOnCaeStartup()
session.viewports['Viewport: 1'].partDisplay.geometryOptions.setValues(referenceRepresentation=ON)
Mdb()
```

Figure 103 : Exemple d'une commande de démarrage (Python)

La création de la base de données est une étape primordiale afin de stocker et retrouver l'intégralité des données brutes comme montre la Figure 104 :

```
#: A new model database has been created.
#: The model "Model-1" has been created.

Hh= 98.74419164
Epaisseur = 9.255898367
longueur=500.0

session.viewports['Viewport: 1'].setValues(displayedObject=None)
s = mdb.models['Model-1'].ConstrainedSketch(name='__profile__',sheetSize=200.0)
g, v, d, c = s.geometry, s.vertices, s.dimensions, s.constraints
s.setPrimaryObject(option=STANDALONE)
c.CircleByCenterPerimeter(center=(0.0, 0.0), point1=(Di, 0.0))
session.viewports['Viewport: 1'].view.setValues(nearPlane=172.926,
farPlane=204.197, width=170.475, height=95.3803, cameraPosition=(9.45209,
7.19531, 188.552), cameraTarget=(9.45209, 7.19531, 0))
c.tttset(distance=Epaisseur, objectList=(g[2],), side=RIGHT) # distance represente l'epaisseur de cylindre
p = mdb.models['Model-1'].Part(name='Part-1', dimensionality=THREE_D,
type=DEFORMABLE_BODY)
p = mdb.models['Model-1'].parts['Part-1']
p.BaseSolidExtrude(sketch=s, depth=longueur)
s.unsetPrimaryObject()
p = mdb.models['Model-1'].parts['Part-1']
session.viewports['Viewport: 1'].setValues(displayedObject=p)
del mdb.models['Model-1'].sketches['__profile__']
```

Figure 104 : Création d'une base de données (Python)

Dans le cœur du script, il faut introduire le type de matériau et ses paramètres. Les données d'entrées peuvent être dépendantes ou indépendantes de la température

comme montre la Figure 105. Le choix de step (Statique, dynamique...) et les charges mécaniques (Pression, forces...) se placent dans la même phase comme montre la Figure 106 :

```

mdb.models['Model-1'].Material(name='Material-1')
mdb.models['Model-1'].materials['Material-1'].Elastic(temperatureDependency=ON,table=((200000.0, 0.3, 25.0))
mdb.models['Model-1'].materials['Material-1'].Expansion(table=((0.03, 25.0)), temperatureDependency=ON)
mdb.models['Model-1'].materials['Material-1'].Density(table=((7800.0))
mdb.models['Model-1'].HomogeneousSolidSection(name='Section-1',material='Material-1', thickness=None)

```

Figure 105 : Paramètres du matériau (Python)

```

mdb.models['Model-1'].StaticStep(name='Step-1', previous='Initial',initialInc=0.01)
session.viewports['Viewport: 1'].assemblyDisplay.setValues(step='Step-1')
session.viewports['Viewport: 1'].assemblyDisplay.setValues(load=ON, hrs=ON, predefinedFields=ON, connectors=ON, adaptiveMeshConstraints=OFF)
c = mdb.models['Model-1'].rootAssembly
s1 = a.instances['Part-1-1'].Faces
s1d1Faces1 = s1.getSequenceFromMask(mask=('[#2 ]', ), )
region = a.Surface(s1d1Faces1, name='Surf-1')
#PRESSION APPLICUEE
mdb.models['Model-1'].Pressure(name='Load-1', createStepName='Step-1', region=region, distributionType=U1L-U2M, field='', magnitude=1.00, amplitude=UNSL)

```

Figure 106 : Choix de step et des sollicitations (Python)

Les variables d'entrées du maillage seront introduites dans l'étape qui suit : On parle précisément de la taille, code, type... de maillage comme montre la Figure 107.

```

elemType1 = mesh.ElemType(elemCode=C3D8R, elemLibrary=STANDARD, kinematicSplit=AVERAGE_STRAIN, secondOrderAccuracy=OFF,
hourglassControl=DEFAULT, distortionControl=DEFAULT)
elemType2 = mesh.ElemType(elemCode=C3D6, elemLibrary=STANDARD)
elemType3 = mesh.FlemType(elemCode=C3D4, elemLibrary=STANDARD)
p = mdb.models['Model-1'].parts['Part-1']
c = p.cells
cells = c.getSequenceFromMask(mask=('[#1 ]', ), )
pickedRegions = (cells, )
p.setElementType(regions=pickedRegions, elemTypes=(elemType1, elemType2, elemType3))
p = mdb.models['Model-1'].parts['Part-1']
#MAILLAGE
p.seedPart(size=10, deviationFactor=0.1, minSizeFactor=0.1)
p = mdb.models['Model-1'].parts['Part-1']
p.generateMesh()

```

Figure 107 : Variables d'entrées du maillage (Python)

La dernière étape c'est la création de la fonction d'exécution nommée job capable de commencer la résolution et par la suite le résultat de la simulation selon ce qui a été introduit depuis le début du script comme montre la Figure 108.

```

mdb.Job(name='Job-1', model='Model-1', description='', type=ANALYSIS,
atTime=None, waitMinutes=0, waitHours=0, queue=None, memory=90,
memoryUnits=PERCENTAGE, getMemoryFromAnalysis=True,
explicitPrecision=SINGLE, nodalOutputPrecision=SINGLE, echoPrint=OFF,
modelPrint=OFF, contactPrint=OFF, historyPrint=OFF, userSubroutine='',
scratch='', multiprocessingMode=DEFAULT, numCpus=1, numGpus=0)
mdb.jobs['Job-1'].submit(consistencyChecking=OFF)
#Job-1.waitForCompletion()

```

Figure 108 : Création du job et l'exécution

Une fois que le script est prêt, il faut le décrypter sur Abaqus.

## CHAPITRE 6 : APPLICATION INDUSTRIELLE : POMPE CENTRIFUGE

- Palier N°1 (P = 145.03 PSI) :

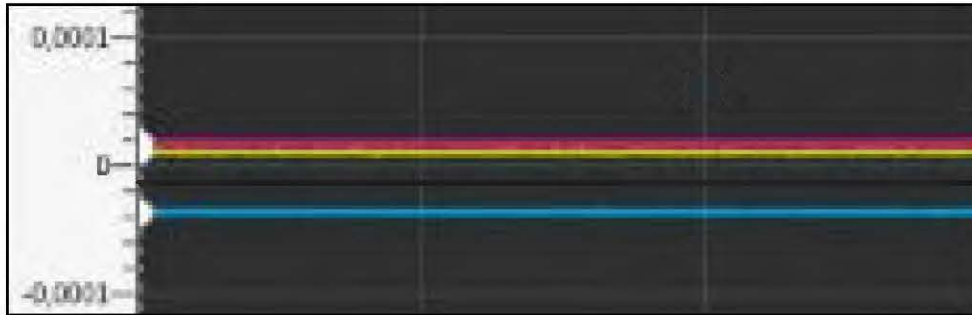


Figure 109 : État de déformation sous une pression de 145.03 PSI

- Palier N°2 (P = 319.08 PSI) :

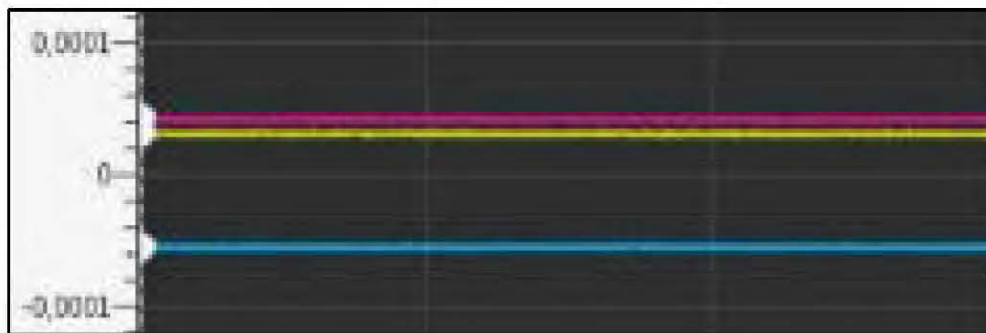


Figure 110 : État de déformation sous une pression de 319.08 PSI

- Palier N°3 (P = 701.98 PSI) :



Figure 111 : État de déformation sous une pression de 701.98 PSI



- Palier N°4 (P = 1544.36 PSI) :



Figure 112 : État de déformation sous une pression de 1544.36 PSI

- Palier N°5 (P = 3000 PSI) :

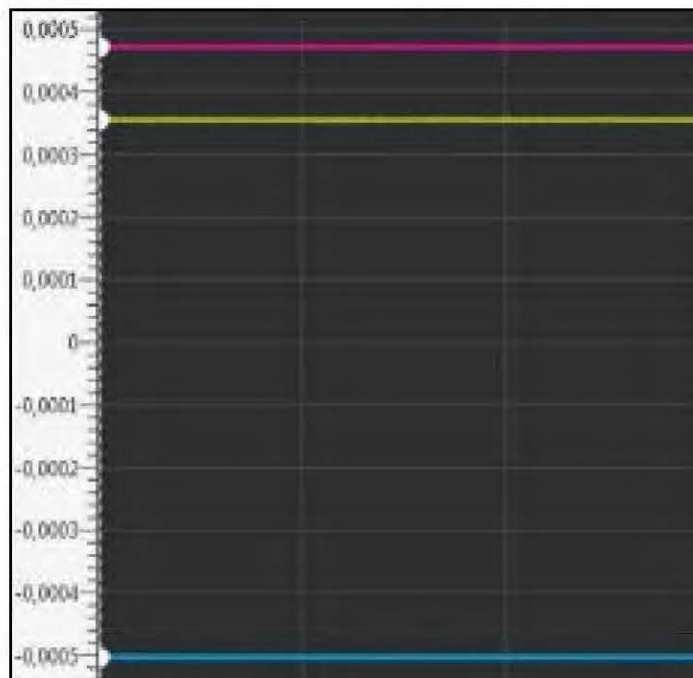


Figure 113 : État de déformation sous une pression de 3000 PSI

## REFERENCES

- 
- [1] P. Rohart, S. Panier, S. Hariri, Y. Simonet et M. Afzali, "Contribution to pressure vessels design of innovative methods and comparative application with standardized rules on a realistic structure–Part I," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 134, pp. 25-32, 2015.
- [2] M.G. Asl, R. Torabi, S.A. Nourbakhsh, "Experimental and FEM Failure Analysis and optimization of a Centrifugal-pump Volute Casing" *Engineering Failure Analysis*, In press-2009.
- [3] W. Lienau, Th. Welschinger, "Finite element testing – a solution to deformation in HPDM pumps" *World Pump*, 2006.
- [4] M. Kadam, G. B. Murugan, A. A. Bujurke et K. M. Joshi, "Finite Element Prediction of Static Burst Pressure in Closed Thick-walled Unflawed Cylinders of Different Diameter Ratios," *Procedia engineering*, vol. 173, pp. 577-584, 2017.
- [5] X.-K. Zhu et B. N. Leis, "Average shear stress yield criterion and its application to plastic collapse analysis of pipelines," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 83, pp. 663-671, 2006.
- [6] M. Jeyakumar et T. Christopher, "Influence of residual stresses on failure pressure of cylindrical pressure vessels," *Chinese Journal of Aeronautics*, vol. 26, pp. 1415-1421, 2013.
- [7] A. T. Brabin, T. Christopher et N. B. Rao, "Investigation on failure behavior of unflawed steel cylindrical pressure vessels using FEA," *Multidiscipline Modeling in Materials and Structures*, vol. 5, pp. 29-42, 2009.

---

[8] C.-x. Zheng et S.-h. Lei, "Research on bursting pressure formula of mild steel pressure vessel," *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, vol. 7, pp. 277-281, 2006.

[9] T. A. Brabin, T. Christopher et B. N. Rao, "Bursting pressure of mild steel cylindrical vessels," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 88, pp. 119-122, 2011.

[10] G. Vukelic et J. Brnic, "Pressure vessel steels crack driving force assessment using different models," *Journal of Constructional Steel Research*, vol. 72, pp. 29-34, 2012.

[11] X. Huang, Y. Chen, K. Lin, M. Mihsein, K. Kibble et R. Hall, "Burst strength analysis of casing with geometrical imperfections," *Journal of pressure vessel technology*, vol. 129, pp. 763-770, 2007.

[12] B. Ma, J. Shuai, J. Wang et K. Han, "Analysis on the latest assessment criteria of ASME B31G-2009 for the remaining strength of corroded pipelines," *Journal of failure analysis and prevention*, vol. 11, pp. 666-671, 2011.

[13] M. Golbabaie Asl, "Failure Detection and Optimization of a Centrifugal-pump Volute Casing," *Proceedings of the SEM Annual Conference*, Albuquerque New Mexico USA, 2009.

[14] G. o. C.-G. d. Canada. (2016). Le réseau de pipelines canadiens. Available: <https://www.mcan.gc.ca/energie/infrastructure/18857>

[15] "TUNISIAN OIL AND GAS INFRASTRUCTURE," ed. Tunisia: ETAP Entreprise Tunisienne d'Activités Pétrolières.

---

[16] A. Sanier, I. Hénaut et J. Argillier, "Pipeline transportation of heavy oils, a strategic, economic and technological challenge," *Oil & Gas Science and Technology*, vol. 59, pp. 455-466, 2004.

[17] W. K. Muhlbauer, "Pipeline risk management manual," 1996.

[18] Association canadienne de normalisation (CSA).

[19] Bureau de normalisation du Québec (BNQ).

[20] Règlement canadien sur la santé et la sécurité au travail.

[21] T. C. O. C.-L. C. D. CANADIENS, "Quantification du risque : calcul de la probabilité d'une rupture d'un pipeline d'Énergie Est," p. 6, 2 september 2015 2015.

[22] ROCDACIER. (2017). Défauts des soudures. Available: <https://www.rocdacier.com/defauts-des-soudures/>

[23] B. d. l. s. d. t. d. C. (BST). (2016). Sommaire statistique des événements de pipeline en 2016. Consulté sur: <http://www.bst-tsb.gc.ca/fra/stats/pipeline/2016/ssep-sspo-2016.asp>.

[24] O. n. d. l. é.-N. E. Board. (2016). CONSTRUCTION ET INSTALLATION D'UN PIPELINE. Available: <https://www.neb-one.gc.ca/bts/nws/rgltrsnpshts/2016/15rgltrsnpsht-fra.pdf>

[25] L. Jiang, "Calcul en fatigue des ouvrages métalliques par la mécanique de la rupture (approche probabiliste)," Ecole Nationale des Ponts et Chaussées, 1994.

---

[26] A. PELLISSIER TANON, "Appareils à pression: Base de calcul des enceintes sous pression," *Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique*, no. A843, pp. A843. 1-A843. 19, 1988.

[27] B. Lasebikan et A. Akisanya, "Burst pressure of super duplex stainless steel pipes subject to combined axial tension, internal pressure and elevated temperature," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 119, pp. 62-68, 2014.

[28] M. Law et G. Bowie, "Prediction of failure strain and burst pressure in high yield-to-tensile strength ratio linepipe," *International journal of pressure vessels and piping*, vol. 84, pp. 487-492, 2007.

[29] C.-j. ZHUANG, Y.-r. FENG, C.-y. HUO et H.-l. LI, "The Development and Its Future Research Direction of Grade X80 Pipeline Steel in China [J]," *Welded Pipe and Pipeline*, vol. 2, p. 002, 2005.

[30] X.-K. Zhu et B. N. Leis, "Evaluation of burst pressure prediction models for line pipes," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 89, pp. 85-97, 2012.

[31] Z. Hong, R. Liu, W. Liu et S. Yan, "A lateral global buckling failure envelope for a high temperature and high pressure (HT/HP) submarine pipeline," *Applied Ocean Research*, vol. 51, pp. 117-128, 2015.

[32] X.-K. Zhu et B. N. Leis, "Theoretical and numerical predictions of burst pressure of pipelines," *Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 129, pp. 644-652, 2007.

[33] J. Reddy et C. Chin, "Thermomechanical analysis of functionally graded cylinders and plates," *Journal of thermal Stresses*, vol. 21, pp. 593-626, 1998.

---

[34] M. Law and G. Bowie, "Prediction of failure strain and burst pressure in high yield-to-tensile strength ratio linepipe," *International journal of pressure vessels and piping*, vol. 84, no. 8, pp. 487-492, 2007.

[35] G. Xiaotao et Y. Fan, "Research of PEEQ for conical ring with outer steps ring rolling," *Physics Procedia*, vol. 25, pp. 257-261, 2012.

[36] R. Hill. *Mathematical Theory of Plasticity*, 1950.

[37] W. Lode, "Versuche über den Einfluß der mittleren Hauptspannung auf das Fließen der Metalle Eisen, Kupfer und Nickel," *Zeitschrift für Physik*, vol. 36, no. 11-12, pp. 913-939, 1926.

[38] E. ToolBox. (2004). *Young's Modulus of Elasticity for Metals and Alloys*. Consulté sur: [https://www.engineeringtoolbox.com/young-modulus-d\\_773.html](https://www.engineeringtoolbox.com/young-modulus-d_773.html)

[39] W. Guo, H. Dong, M. Lu et X. Zhao, "The coupled effects of thickness and delamination on cracking resistance of X70 pipeline steel," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 79, pp. 403-412, 2002.

[40] (2002). *Caractéristiques physiques de l'eau (à la pression atmosphérique)*. Consulté sur: [https://www.thermexcel.com/french/tables/eau\\_atm.htm](https://www.thermexcel.com/french/tables/eau_atm.htm)

[41] M. Kadam et al. "Finite Element Prediction of Static Burst Pressure in Closed Thick-walled Unflawed Cylinders of Different Diameter Ratios." *Procedia engineering* 173: 577-584, 2017.

---

[42] Y.-M. Chiew, "Prediction of maximum scour depth at submarine pipelines," *Journal of Hydraulic Engineering*, vol. 117, pp. 452-466, 1991.

[43] H. Simple. Hydrostatique : <https://www.hydrauliquesimple.com/hydrostatique>

[44] ANSI/API Standard 610, "Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries" American Petroleum Institute, 2004.

[45] Nourbakhsh A., Jaumotte A., Hirsch Ch., Parizi H., *Turbopumps and Pumping Systems*, Springer, 2007.

[46] Rui Yu, Jinxiang Liu, "Failure analysis of centrifugal pump impeller" *Engineering Failure Analysis*, vol. 92, pp. 343-349, 2018.

[47] H.W. Iversen, R.E. Rolling, J.J. Carlson, "Volute pressure distribution, radial force on the impeller, and volute mixing losses of a radial flow centrifugal pump," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 82, pp. 136-143, 1960.

[48] N. Dwivedi et V. Kumar, "Burst pressure prediction of pressure vessel using FEA," *Int. J. Eng. Res. Technol*, vol. 1, pp. 1-5, 2012.