

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

**Université M'Hamed Bougara Boumerdes**  
**Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie**



**Département Transport et Equipements des Hydrocarbures**

**Mémoire de fin d'études**  
**En vue de l'obtention du diplôme de**

**Master**

**Domaine** : Sciences et Technologies

**Filière** : Hydrocarbure

**Option** : Génie mécanique – Mécanique des chantiers pétroliers

Présenté par : Yahia Meddah Zakaria  
Korichi Abdennour

THEME

**Etude de la résistance du train des tiges de forage aux différentes contraintes  
rencontrées dans un forage de puits**

Devant le jury :

	Nom et Prénom	Grade	Université/Affiliation
Président	GACEB Mohamed	Professeur	UMBB
Examineur	HALIMI Djamel	MCB	UMBB
Examineur	SAHNOUNE Khaled	MCB	UMBB
Encadreur	BETTAYEB Mourad	MCB	UMBB

Boumerdes 2022/2023

# **Remerciement**

Tout d'abord, nous remercions Dieu Tout-Puissant qui nous a permis de terminer le travail parfaitement.

Ensuite, nous remercions en particulier Dr. Bettayeb Mourad qui a proposé et accepté de diriger ce travail. Nos remerciements les plus profonds et sincères pour son aide, sa présence, ses bons conseils et ses encouragements qui nous ont permis de mener ce travail.

Nous remercions Dr. Belkacem Lallia pour son précieux soutien et sa collaboration dans l'utilisation du logiciel WellPlan. Sa disponibilité et ses réponses rapides à nos questions ont été d'une grande aide pour le succès de notre projet.

Nous tenons à remercier les membres estimés du jury qui ont accepté de le faire.

Nous remercions également tous les enseignants du Département transport et équipements des d'hydrocarbures.

C'est aussi très gentil de remercier tous membres du chantier TP201.

Ainsi que toute personne impliquée de près ou de loin dans la réalisation de ce travail accepte nos grands et sincères remerciements.

## Résumé

Le train de tiges de forage joue un rôle important dans le processus de forage de puits, servant de conduit pour transférer la puissance et le couple de la surface au foret de fond de trou. Il est soumis à de nombreuses forces et contraintes qui surviennent pendant le processus de forage, y compris des facteurs mécaniques hydraulique et géologique. La compréhension et la gestion efficace de ces forces sont essentielles pour une exécution réussie et efficace des opérations de forage et pour éviter toute fatigue ou déformation des tiges de forage. Pour assurer la fiabilité, la durabilité et les performances optimales du train de tiges de forage, il est nécessaire de procéder un examen et une analyse complète des différentes contraintes rencontrées lors du forage de puits. Cette étude vise à approfondir notre compréhension des forces agissant sur les tiges de forage et à évaluer leur impact sur l'intégrité structurale du train de tiges. En étudiant la résistance du train de tiges de forage Pour diverses contraintes, nous pouvons améliorer la sécurité et l'efficacité des opérations de forage de puits et réduire les temps d'arrêt dus à une panne d'équipement. En relevant les défis associés à la résistance du train de tiges de forage, dans le but de faire progresser le domaine du forage de puits et à contribuer au développement de technologies innovantes qui peuvent révolutionner l'extraction des ressources vitales du sous-sol.

## Abstract

The drill rod train plays an important role in the well drilling process, serving as a conduit to transfer power and torque from the surface to the drill bit down-hole. It is subject to many forces and constraints that arise during the drilling process, including mechanical factors hydraulic and geological. Understanding and managing these forces effectively is essential to the successful and efficient execution of drilling operations and to avoid any fatigue or deformation of the drill rods. To ensure the reliability, durability and optimal performance of the drill rod train, it is necessary to conduct A comprehensive examination and analysis of the various constraints encountered in drilling wells. This study aims to deepen our understanding of the forces acting on drill rods, and to evaluate their impact on the structural integrity of the rod train. And by studying the resistance of the drill rod train For various constraints, we can enhance the safety and efficiency of well drilling operations, and reduce downtime due to equipment failure. Through Addressing the challenges associated with the resistance of the drill rod train, we aim to advance the field of well drilling and contribute to the development of innovative technologies that can revolutionize the extraction of vital resources from the subsurface.

## ملخص

يلعب قطار قضيب الحفر دورًا مهمًا في عملية حفر البئر ، حيث يعمل كقناة لنقل الطاقة وعزم الدوران من السطح إلى لقمة الحفر في قاع البئر. يخضع للعديد من القوى والقيود التي تنشأ أثناء عملية الحفر ، بما في ذلك العوامل الميكانيكية والهيدروليكية والجيولوجية. يعد فهم هذه القوى وإدارتها بفعالية أمرًا ضروريًا للتنفيذ الناجح والفعال لعمليات الحفر وتجنب أي تعب أو تشوه لقضبان الحفر. لضمان الموثوقية والمتانة والأداء الأمثل لقطار قضيب الحفر ، من الضروري إجراء فحص شامل وتحليل القيود المختلفة التي تمت مواجهتها في حفر الآبار. تهدف هذه الدراسة إلى تعميق فهمنا للقوى المؤثرة على قضبان الحفر ، وتقييم تأثيرها على السلامة الهيكلية لقطار القضيب . ومن خلال دراسة مقاومة قضيب الحفر للقيود المختلفة ، يمكننا تعزيز سلامة وكفاءة عمليات حفر الآبار، وتقليل وقت التوقف بسبب فشل المعدات

من خلال مواجهة التحديات المرتبطة بمقاومة قطار قضيب الحفر ، نهدف إلى تطوير مجال حفر الآبار والمساهمة في تطوير تقنيات مبتكرة يمكن أن تحدث ثورة في استخراج الموارد الحيوية من تحت سطح الأرض.

# TABLE DES MATIÈRES

Remerciement.....	I
Résumé.....	II
Abstract .....	II
ملخص.....	II
LISTE DES FIGURES.....	VII
LISTE DES TABLEAUX.....	IX
LISTE DES ABRÉVIATIONS.....	X
Introduction générale.....	1

## Chapitre 1 : Le forage pétrolier en Algérie

1. Le forage pétrolier en Algérie.....	3
1.1 Introduction.....	3
1.2 Le Champ de Hassi Messaoud.....	3
1.2.1 Situation Géographique et Géologique.....	4
1.2.2 Description lithologique de la région.....	6
1.2.3 Caractéristique du réservoir de Hassi Messaoud.....	7
1.3 Présentation de l'entreprise d'accueil (ENTP).....	8
1.3.1 Organigramme de l'ENTP.....	9

## Chapitre 2 : Généralités sur l'appareil de forage

2. Généralités sur l'appareil de forage.....	10
2.1 Introduction.....	10
2.2 Classification d'un appareil de forage.....	11
2.3 Matériel d'un appareil de forage.....	11
2.3.1 Matériel de fond.....	11
2.3.2 Matériel de surface.....	12
2.4 Description d'un appareil de forage.....	13
2.4.1 Mât de forage.....	13
2.4.2 Les Substructures.....	15
2.4.3 Le Mouflage.....	16
2.4.4 Câble de forage.....	18
2.4.5 Le treuil.....	19

2.4.6	La table de rotation.....	20
2.4.7	Top Drive .....	21
2.4.8	La tête d'injection .....	22
2.4.9	Pompe à boue .....	22
2.4.10	Force motrice.....	24
2.4.11	Garniture de forage.....	25
2.4.11.1	Les masses tiges .....	25
2.4.11.2	Les tiges de forage .....	26
2.4.11.3	Les Tools-joints.....	30
2.4.11.4	Couple de serrage .....	31
2.4.11.5	Les stabilisateurs .....	31
2.4.11.6	Le trépan.....	32

### **Chapitre 3 : Limites d'utilisation des tiges de forage**

3.	Limites d'utilisation des tiges de forage .....	34
3.1	Introduction .....	34
3.2	Résistance à l'effort axiale .....	34
3.2.1	Répartition des contraintes dans la garniture .....	36
3.2.2	Point neutre .....	39
3.3	Résistance à la torsion .....	39
3.4	Résistance à l'éclatement .....	42
3.5	Résistance à l'écrasement .....	43
3.6	Combinaison de contraintes .....	45
3.6.1	Combinaison de contraintes de la traction et de la torsion.....	45
3.6.2	Combinaison de contraintes (traction, torsion et éclatement) .....	46
3.7	Défaillance du train de tiges par flambage.....	47
3.7.1	Cas classique du flambage .....	47
3.7.2	Cas du flambage de la garniture de forage dans un puits.....	48
3.7.2.1	Facteur de flottabilité .....	51
3.8	Fatigue des tiges de forage .....	52
3.8.1	Les différentes causes de la fatigue des tiges de forage.....	52
3.8.2	Courbure maximale acceptable pour les tiges (dog leg severity).....	54
3.9	La contrainte de flexion maximale.....	55

## **Chapitre 4 : Modélisation et simulation par logiciel WellPlan**

4.	Modélisation et simulation par logiciel WellPlan.....	56
4.1	Introduction .....	56
4.2	Présentation de la zone d'étude.....	56
4.2.1	Programme de forage pour la phase 16" .....	58
4.2.1.1	Programme d'outil .....	58
4.2.1.2	Composition de BHA.....	58
4.2.1.3	Programme de boue.....	59
4.2.2	Calcul des différentes forces maximale pour la tige de forage 5 ½" 21.9# G105 IEU .....	60
4.3	Calcul théorique des forces et des contraintes .....	60
4.3.1	Calcul de la contrainte de traction.....	60
4.3.2	Calcul de la contrainte de torsion.....	61
4.3.3	Calcul de la contrainte circonférentielle (Hoop Stress) .....	61
4.3.4	Calcul de la contrainte de flexion.....	61
4.4	Répartition des contraintes dans la garniture pendant les opérations de Back- reaming .....	62
4.5	Conclusion.....	68

## **Chapitre 5 : Simulation de la fissuration de tige par ANSYS**

5.	Simulation de la fissuration de tige par ANSYS .....	69
5.1	Introduction .....	69
5.2	Les modes de rupture et facteurs d'intensité de contrainte .....	69
5.3	Modèle de simulation numérique par ANSYS.....	71
5.4	Contrainte de Von Mises sans fissure .....	72
5.5	Modélisation de la fissure .....	73
5.6	L'analyse de fissure.....	74
5.7	Résultats et discussion.....	75
5.7.1	Le facteur d'intensité K1 dans les fissures.....	76
5.7.2	La contrainte de Von Mises dans la tige avec fissure .....	79
5.8	Conclusion.....	81
	Conclusion Générale .....	82
	Recommandations .....	83
	Bibliographie.....	84

# LISTE DES FIGURES

Figure 1-1 : Situation géographique du champ de Hassi Messaoud [12] .....	5
Figure 1-2 : Litho stratigraphie de Hassi Messaoud [12] .....	6
Figure 1-3 : Structure du réservoir et les différentes formations productrices du champ HMD [12] .....	8
Figure 1-4 : Organigramme détaillé d'ENTP [18] .....	9
Figure 2-1 : Structure de l'appareil de Forage Pétrolier [5] .....	11
Figure 2-2 : Mât de forage [14] .....	14
Figure 2-3 : Substructure [13].....	16
Figure 2-4 : Moufle fixe [14].....	17
Figure 2-5 : Moufle mobile [14] .....	18
Figure 2-6 : Le type de Câblage [15] .....	19
Figure 2-7 : Le treuil [14] .....	19
Figure 2-8 : La table de rotation [2].....	20
Figure 2-9 : Top Drive [14] .....	21
Figure 2-10 : La tête d'injection [14] .....	22
Figure 2-11 : La pompe à boue [14] .....	23
Figure 2-12 : Moteur diesel [14] .....	24
Figure 2-13 : Les profils des masses-tiges spiralées [13] .....	25
Figure 2-14 : Tige de forage [6].....	27
Figure 2-15 : Les extrémités des tiges de forage [13] .....	27
Figure 2-16 : Comportement à la traction d'un matériau ductile [13] .....	28
Figure 2-17 : Tools-joints [13] .....	30
Figure 2-18 : Les stabilisateurs [13] .....	31
Figure 2-19 : Les types d'outils en forage pétrolier [19].....	32
Figure 3-1 : Zone de Traction (au-dessus du Point Neutre) et Zone de Compression [5] .....	35
Figure 3-2 : Répartition des contraintes dans le train de tiges (a) [10].....	37
Figure 3-3 : Répartition des contraintes dans le train de tiges (b) [10] .....	38
Figure 3-4 : Répartition des contraintes dans le train de tiges (c) [10].....	38
Figure 3-5 : Répartition des contraintes dans le train de tiges (d) [10] .....	39
Figure 3-6 : Défaillance par éclatement [16] .....	42
Figure 3-7 : Défaillance par écrasement [16] .....	43
Figure 3-8 : Combinaison de trois contraintes traction, torsion et éclatement [10].....	46
Figure 3-9 : Flambage classique d'une tige [10] .....	47
Figure 3-10 : Flambage de la garniture dans un puits [10].....	49
Figure 3-11 : Représentation schématique d'une courbe de Wöhler [6].....	53
Figure 3-12 : (a) Wash-out (b) Twist-off [6] .....	54

Figure 4-1 : Coupe lithologique de la zone d'étude .....	57
Figure 4-2 : Les charges exercées sur le train de tiges dues au Back-reaming.....	63
Figure 4-3 : Répartition des contraintes dans la garniture pendant les opérations de Back-reaming.....	64
Figure 5-1 : Les trois modes de rupture [9] .....	70
Figure 5-2 : Exemple de rupture de tige de forage [22].....	70
Figure 5-3 : Liste des données et Maillage .....	71
Figure 5-4 : Les conditions aux limites et efforts (ANSYS) .....	72
Figure 5-5 : La contrainte de Von mises sans fissure .....	72
Figure 5-6 : Visualisation de la fissure semi-elliptique de la tige .....	73
Figure 5-7 : Visualisation de la fissure semi-elliptique par rapport à l'épaisseur de la tige .....	73
Figure 5-8 : Représentation géométrique d'une fissure de surface semi-elliptique [11]	74
Figure 5-9 : Facteurs d'intensités $K_I$ dans les différents types de fissures.....	77
Figure 5-10 : Facteur d'intensité $K_I$ de la fissure A et ( $a/2c = 25\%$ ) .....	78
Figure 5-11 : Facteur d'intensité $K_I$ de la fissure D et ( $a/2c = 25\%$ ) .....	78
Figure 5-12 : La contrainte de Von Mises en présence des fissures.....	79
Figure 5-13 : Contrainte équivalente Von Mises cas de la de fissure A ( $a/2c = 25\%$ )..	80
Figure 5-14 : Contrainte équivalente Von Mises cas de la de fissure D ( $a/2c = 25\%$ )..	80

# LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2-1 : Classification des appareils de forage [2].....	11
Tableau 2-2 : Caractéristiques des masses-tiges recommandées [10] .....	26
Tableau 2-3 : Propriétés des aciers utilisés pour le corps des tiges de forage [10] .....	28
Tableau 3-1 : Les valeurs à utiliser dans la formule 3.13 [10] .....	44
Tableau 3-2 : Les valeurs à utiliser dans la formule 3.14 [10] .....	44
Tableau 4-1 : Programme d’outil pour la phase 16" du puits .....	58
Tableau 4-2 : Composition de BHA pour la phase 16" du puits.....	58
Tableau 4-3 : Programme de boue pour la phase 16" du puits .....	59
Tableau 4-4 : Caractéristique mécanique des tiges de forage utilisé.....	59
Tableau 4-5 : Calcul des différentes forces maximale pour la tige de forage de classe S 5 ½" 21.9# G105 IEU .....	60
Tableau 4-6 : Répartition des forces dans la garniture pendant les opérations de Back- reaming .....	65
Tableau 4-7 : Les détails de contraintes pour l'opération de back-reaming.....	66
Tableau 5-1 : Les dimensions pour chaque fissure.....	75
Tableau 5-2 : Les résultats de la simulation .....	76

## LISTE DES ABRÉVIATIONS

**T** : Traction exercée sur la barre, en **N**.

**S** : Section de la barre, en **m<sup>2</sup>**.

**$\sigma$**  : Contrainte exercée sur la barre, en **Pa**.

**E** : Module d'élasticité longitudinal ou module de Young, en **MPa**.

**L** : Longueur de la barre, en **m**.

**$\Delta L$**  : L'allongement, en **m**.

**$T_{max}$**  : Tension maximale applicable sur la tige, en **N**.

**$\sigma_{emin}$**  : Limite élastique minimale de l'acier utilisé, en **Pa**.

**S** : Section minimale de la tige, en **m<sup>2</sup>**.

**$\rho_f$**  : Masse volumique, en **kg/ m<sup>3</sup>**.

**$\tau$**  : Contrainte de torsion, en **Pa**.

**M** : Moment du couple de torsion, en **N.m**.

**R** : Rayon de la barre, en **m**.

**J** : Moment d'inertie polaire de la barre, en **m<sup>4</sup>**.

**$R_e$**  : Rayon extérieur de la barre, en **m**.

**$R_i$**  : Rayon intérieur de la barre, en **m**.

**$\sigma_{emin}$**  : Limite élastique minimale de l'acier utilisé, en **Pa**.

**$M_{max}$**  : Moment du couple de torsion maximal, en **N.m**.

**$\Delta\theta$**  : Angle de rotation, en **radians**.

**M** : Moment du couple de torsion, en **N.m**.

**L** : Longueur de tiges soumise au couple **M**, en **m**.

**G** : Module d'élasticité transversal, en **Pa** (pour l'acier, ce module est égal à 0.4 **E**, ce qui correspond à une valeur d'environ 78 000 MPa).

**J** : Moment d'inertie polaire de la tige, en  $m^4$ .

**$P_{imax}$**  : La pression intérieure maximale, en **Pa**.

**E** : Épaisseur nominale du corps de la tige (voir Formulaire du foreur - caractéristiques géométriques des tiges de forage). Le facteur 0.875 provient d'une tolérance à la fabrication de 12.5 % sur l'épaisseur des tiges neuves, en **m**.

**D** : Diamètre nominal extérieur du corps de la tige, en **m**.

**$F_{cr}$**  : Charge critique, en **N**.

**L** : Longueur libre de flambage, qui dépend de la longueur réelle de la tige et du mode de fixation de ces fines, en **m**.

**$I_a$**  : Moment d'inertie de la section droite (perpendiculaire à l'axe longitudinal) de la tige, en  $m^4$ .

**$D_i$**  : Diamètre intérieur de la tige, en **m**.

**E** : Module de Young en **Pa**,

**$F_{flsin}$**  : Force à appliquer au revêtement pour produire le flambement sinusoïdal, en **N**.

**$F_{flhel}$**  : Force à appliquer au revêtement pour produire le flambement hélicoïdal, en **N**.

**P** : Masse linéique dans l'air de l'élément de garnissage considéré, en **N/m**.

**k** : Facteur de flottabilité.

**i** : Inclinaison du puits mesurée par rapport à la verticale, en **degrés**.

**r** : Jeu radial entre le trou et le scellement, en **m**.

**$D_t$**  : Diamètre du trou, en **m**.

**$\rho_f$**  : Masse volumique du fluide contenu dans le puits, en **kg / m<sup>3</sup>**,

**$\rho_a$**  : Masse volumique de l'acier, en **kg / m<sup>3</sup>**.

**$d_f$**  : Densité du fluide.

**C** : Courbure maximale acceptable pour une tige, en  $^\circ / 100 \text{ ft}$ .

**$\sigma_{fmax}$**  : Contrainte de flexion maximale admissible pour la tige considérée, en **psi**.

**E** : Module d'élasticité ou module d'**Young**, en **psi** (29.106 à 32.106 psi pour l'acier utilisé dans la fabrication des tiges).

**$D_e$**  : Diamètre extérieur du corps des tiges, en pouces.

**tanh** : Fonction tangente hyperbolique.

**l** : Demi-distance entre les épaulements des deux joints d'outil de la tige, en **pouces** (**l=180"** soit **4.6m** pour les cannes gamme II).

**P** : Poids dans la boue de la doublure située sous le dog leg, en **livres**.

**Ia** : Moment d'inertie de la tige, en (**pouces**)<sup>4</sup>.

### Introduction générale

Le forage est une technique très importante dans l'industrie pétrolière, car elle permet d'explorer et de produire des hydrocarbures enfouis dans le sous-sol. Cependant, le forage est une activité complexe et risquée, car elle implique l'utilisation d'un train de sonde qui est soumis à différentes forces et contraintes tout au long du processus de forage. Les forces et les contraintes appliquées aux trains de sondes peuvent avoir un impact significatif sur le forage en général, notamment en termes de productivité et de rentabilité. Les contraintes élevées auxquelles est soumis le train de tiges lors des opérations de forage peuvent engendrer divers problèmes. La déformation excessive, la rupture prématurée de la tige de forage et la réduction de l'efficacité opérationnelle sont des conséquences directes de contraintes mal maîtrisées. Cependant, l'identification précise des contraintes responsables de ces problèmes constitue un défi complexe.

Pour aborder cette problématique, nous avons entrepris une étude approfondie sur les différentes contraintes appliquées au train de tiges. En analysant les contraintes de flambage, de traction, de torsion et d'autres sollicitations mécaniques, notre objectif est de mieux comprendre leur influence sur les performances du forage et la durabilité de la tige. En identifiant les facteurs de risque et en proposant des mesures préventives adéquates, nous visons à améliorer la sécurité, la fiabilité et l'efficacité des opérations de forage. Nous allons aborder ce sujet à travers les chapitres suivants :

**Chapitre 1 :** Dans ce chapitre, nous allons examiner le contexte dans lequel se déroule notre étude. Nous allons nous concentrer sur le forage en Algérie, qui est un important producteur de pétrole et de gaz naturel.

**Chapitre 2 :** Dans ce chapitre, les différentes parties de l'appareil de forage sont décrites, nous nous concentrerons sur les tiges de forage, qui sont des éléments clés du train de sonde.

**Chapitre 3 :** Dans ce chapitre, nous allons examiner les différentes limites d'utilisation des tiges de forage et les différentes contraintes auxquelles elles sont soumises pendant le processus de forage.

**Chapitre 4:** Ce chapitre présente une étude de cas spécifique sur l'opération de Back-reaming à l'aide du simulateur WellPlan. L'objectif est d'analyser les contraintes appliquées au train de tiges pendant cette opération et d'évaluer leur impact sur l'efficacité opérationnelle et les performances globales du puits

**Chapitre 5:** Ce chapitre se concentre sur l'étude d'une fissure semi-elliptique spécifique dans une tige de forage. En se basant sur les contraintes analysées précédemment. Cette étude nous permettra d'évaluer les risques potentiels associés à cette fissure et de prendre les mesures nécessaires pour garantir la sécurité et la fiabilité du forage.

CHAPITRE

I

LE FORAGE PÉTROLIER  
EN ALGÉRIE

## 1. Le forage pétrolier en Algérie

### 1.1 Introduction

L'Algérie a connu ses premières découvertes de pétrole en surface en 1915 à Tliouanet Ain Zeft dans la région de Relizane, suivies d'une autre découverte en 1948 à Oued Gueterini dans la région de Sidi Aissa. Cependant, ces gisements étaient de petite taille et ne répondaient pas aux besoins croissants de pétrole de l'époque.

Au lendemain de la Seconde Guerre mondiale, les besoins en pétrole étaient devenus vitaux et stratégiques, et il fallait donc chercher du pétrole là où il se trouvait en Algérie. La Société Nationale de Recherche de Pétrole en Algérie (SN REPAL) a été créée en 1946 pour explorer le Sahara. Les géologues ont organisé des missions de terrain en 1948 pour vérifier les observations de Conrad Killian et ont confirmé la présence d'argiles riches en hydrocarbures, même en l'absence d'indices de surface. [4]

Les compagnies pétrolières existantes, telles que la Compagnie Française des Pétroles (CFP), la Compagnie des pétroles d'Algérie de Shell (CPA) et la Compagnie de Recherche et d'Exploitation de Pétrole au Sahara (CREPS), ont commencé à investir dans des programmes de recherche et d'exploration dès 1951, ce qui a conduit à d'importantes découvertes de gisements géants entre 1952 et 1956. Ces investissements ont finalement payé et l'Algérie est devenue un acteur important sur la scène énergétique mondiale avec la découverte de gisements géants. [4]

### 1.2 Le Champ de Hassi Messaoud

Les premiers efforts d'exploration pétrolière en Algérie se sont concentrés sur les indications de surface et les premiers puits étaient peu profonds et exploités par des galeries simples. La première découverte commerciale de pétrole en Algérie a été faite en 1948 à Oued Gueterini, suivie de la découverte du champ de Berga en 1953 pour la production de gaz sec et du champ d'Edjeleh en 1956 pour la production de pétrole. La découverte du champ pétrolier de Hassi Messaoud a également été réalisée en 1956.

La découverte du champ de Hassi Messaoud a été attribuée à la Société nationale d'exploration et de production des hydrocarbures en Algérie (SN.REPAL), qui a foré le premier puits, Messaoud 1 (MD1), à une profondeur de 3338 mètres, où une accumulation de pétrole a été rencontrée dans le réservoir cambrien Ra. La compagnie pétrolière française en Algérie (CFPA) a confirmé ces résultats en obtenant la partie nord du champ pétrolier en 1957, en forant le puits OM1 situé à environ 7 km au nord-nord-ouest des puits MD1. Depuis la découverte du champ de Hassi Messaoud, plusieurs travaux ont été effectués et sont toujours en cours. [17]

Il convient également de noter que les concepts, méthodes et moyens d'exploration ont évolué au fil des ans, conduisant à la découverte de plus de 16 milliards de mètres cubes d'équivalent pétrole. Cependant, le sous-sol algérien sous-exploré est loin d'avoir révélé tous ses secrets ou sa richesse, comme en témoignent les récentes découvertes de pétrole dans le bassin de l'erg oriental (Ghadames) et de gaz dans le bassin de Timimoun.

Effectivement, en 1957, la compagnie pétrolière française en Algérie (CFPA) a obtenu la licence pour la partie nord du champ pétrolier de Hassi Messaoud, après avoir foré le puits OM1 situé à environ 7 km au nord-nord-ouest des puits MD1. La partie sud a été attribuée à la SN.REPAL. La production de pétrole à grande échelle a commencé en 1958 avec 20 puits de développement, et depuis lors, de nombreux travaux ont été effectués pour améliorer la production et l'efficacité du champ pétrolier de Hassi Messaoud. [17]

### **1.2.1 Situation Géographique et Géologique**

Le champ de Hassi Messaoud est un important site de production d'hydrocarbures en Algérie, car il contribue à plus de 50% de la production nationale de pétrole et de gaz naturel. Il est situé dans la région de l'Oued Mya, dans le désert du Sahara, à environ 650 km au sud-est d'Alger, la capitale de l'Algérie. Il est également à environ 350 km de la frontière tunisienne et à 80 km à l'est de la ville de Ouargla. La région de Hassi Messaoud est en effet connue pour ses champs pétroliers et gaziers. Plusieurs gisements ont été découverts dans cette région, notamment El Agreb, Zotti, El Gassi, Rhourde El Baguel et Mesdar. Le champ super-géant de Hassi Messaoud est le plus important, couvrant une superficie d'environ 1 600 km<sup>2</sup>.

Les réservoirs les plus connus dans cette région sont les dépôts cambriens, composés de grès et de quartzites, qui forment les principaux réservoirs pétroliers (Cambrian Ri et Ra). Le réservoir ordovicien, constitué de quartzites de Hamra, est également une source importante de pétrole et de gaz. Ce réservoir a été érodé sous la discordance hercynienne et forme l'anneau de Hassi Messaoud.

La production de pétrole et de gaz naturel à Hassi Messaoud est essentielle pour l'économie algérienne, car elle représente plus de la moitié de la production nationale et une part importante des exportations de pétrole brut du pays. [12]

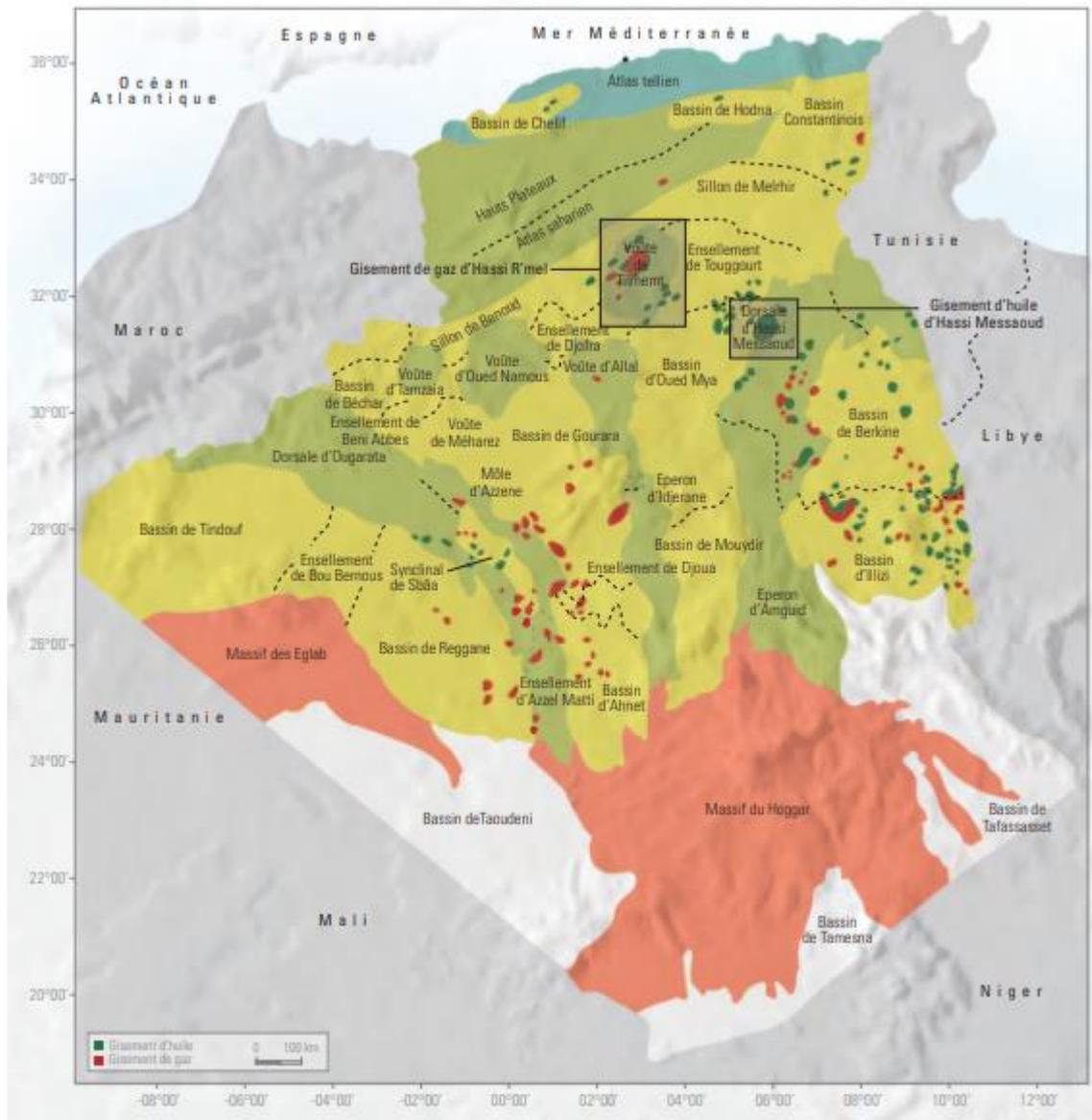


Figure 1-1 : Situation géographique du champ de Hassi Messaoud [12]

1.2.2 Description lithologique de la région

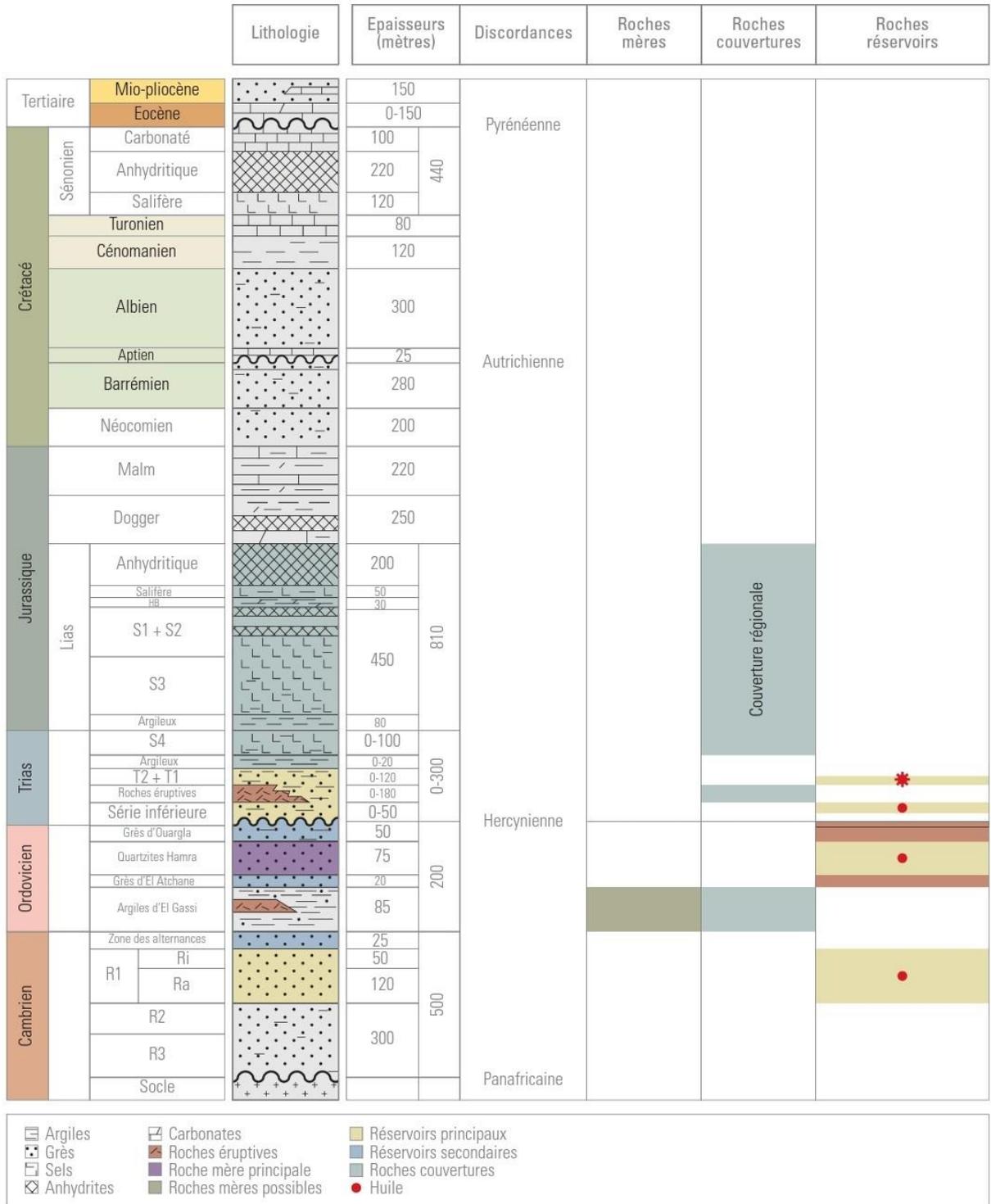


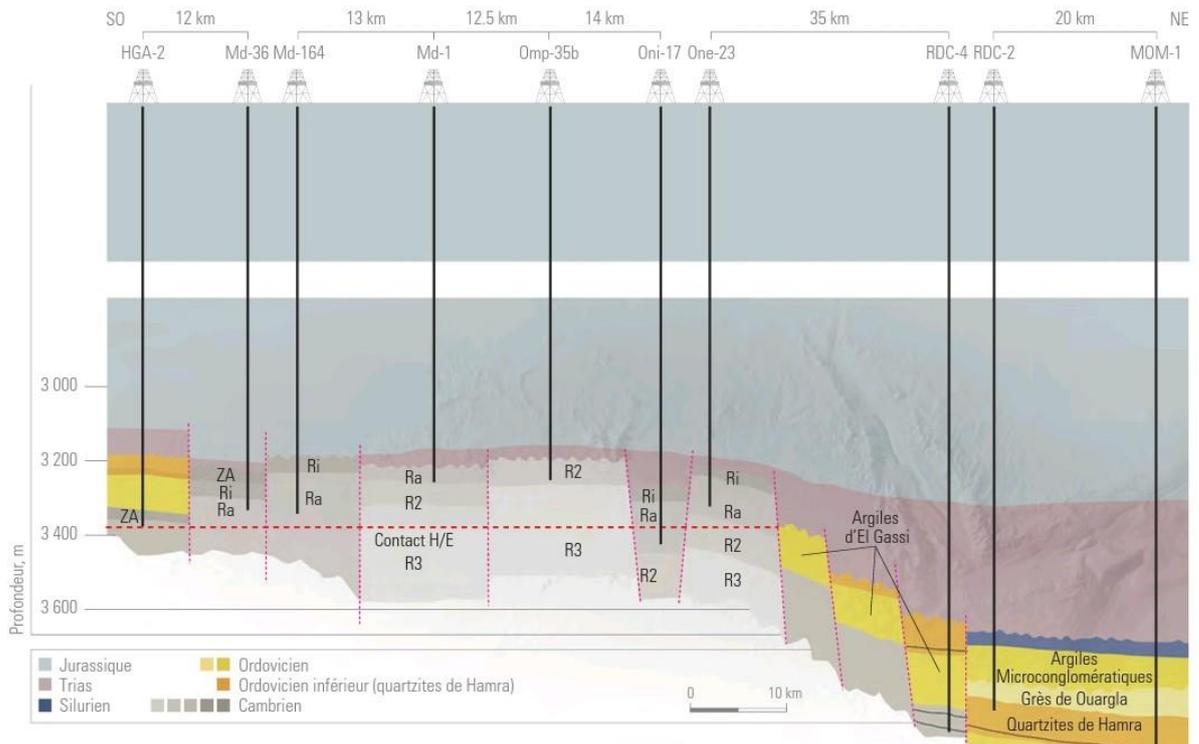
Figure 1-2 : Litho stratigraphie de Hassi Messaoud [12]

### 1.2.3 Caractéristique du réservoir de Hassi Messaoud

Le réservoir de Hassi Messaoud est un important gisement de pétrole situé dans le désert algérien. Il est situé dans les couches géologiques du Cambrien-Ordovicien, qui se trouvent à une profondeur de 3300 mètres. La structure du réservoir est une forme anticlinale qui s'est développée dans une direction générale nord et sud-est. Le complexe de roches qui recouvre le réservoir est composé d'argile, de grès et de sel du Trias. Les sédiments cambriens qui composent le réservoir sont saturés de pétrole et sont constitués principalement de grès hétérogènes fins à très grossiers.

Le réservoir est composé de quatre zones empilées ayant des différences fondamentales en termes de caractéristiques physiques et pétrographiques.

- **La zone de réservoir R3** : est constituée de grès moyens avec un ciment d'argile illitique micro-conglomératique grossier. La granulométrie moyenne comprend des galets d'une taille de 1 cm. Cette zone a une porosité de 11%, ce qui est relativement élevé, mais une perméabilité très faible, inférieure à 0,1 mD, ce qui signifie que le débit de fluide à travers cette zone est très faible.
- **La zone de réservoir R2** : est considérée comme une zone de transition entre la silice et l'argile R3, avec une épaisseur d'environ 80 m. Le ciment argileux prédominant est de l'illite. Cette zone a une porosité de 10% et une perméabilité de 205 mD, qui est beaucoup plus élevée que celle de la zone R3.
- **La zone de réservoir Ra** : est le réservoir productif principal de tout le champ de Hassi Messaoud. Il est caractérisé par des grès anisométriques en moyenne microconglomératiques et est composé de kaolinite, d'illite et de micas. La teneur en silice varie d'un puits à l'autre et d'une zone à l'autre. Cette zone a une porosité de 8%, une perméabilité de 15 mD et est bien fissurée au-delà de quelques Darcy, ce qui permet au fluide de circuler plus facilement.
- **La zone de réservoir Ri** : est caractérisée par des grès quartzitiques isométriques, la présence de siltstones et de tigillites ainsi que de fissures et de brèches avec un ciment illitique. Cette zone a une porosité de 7% et une perméabilité très faible de 1 mD. En raison de ces caractéristiques, la zone Ri est considérée comme une zone de stockage plutôt que de production. [17]



**Figure 1-3 :** Structure du réservoir et les différentes formations productrices du champ HMD [12]

### 1.3 Présentation de l'entreprise d'accueil (ENTP)

L'Entreprise Nationale des Travaux aux Puits (ENTP) a été créée en 1981 suite à la restructuration de SONATRACH, la société nationale algérienne des hydrocarbures. Elle est devenue opérationnelle le 1er janvier 1983, avec pour mission principale l'exécution des forages de recherche et de développement sur les gisements d'hydrocarbures liquides ou gazeux, l'entretien des puits producteurs d'huile et de gaz (work over) ainsi que la réalisation de forages hydrauliques profonds.

En 1989, le statut juridique d'ENTP a été transformé en société par actions, et en 1993, elle est devenue membre de l'International Association of Drilling Contractors (IADC). En 1998, 51% du capital social d'ENTP a été cédé par le holding, et en 2005, les actions détenues par la société de gestion des participations TRAVEN ont été transférées vers la société des gestions des participations INDJAB.

Le 28 décembre 2005, la totalité des actions d'ENTP ont été cédées gratuitement à SONATRACH, ce qui en a fait une filiale à 100%. Depuis, ENTP continue à jouer un rôle clé dans l'exploration et l'exploitation des ressources pétrolières et gazières en Algérie, en fournissant des services de forage et de maintenance de puits de haute qualité pour SONATRACH et d'autres clients nationaux et internationaux. [18]

1.3.1 Organigramme de l'ENTP

l'ENTP a approuvé un nouveau schéma de macrostructure, qui a entraîné une nouvelle configuration structurelle de l'entreprise. Cela peut impliquer des changements dans l'organisation des différents départements, des équipes, des rôles et des responsabilités au sein de l'ENTP.

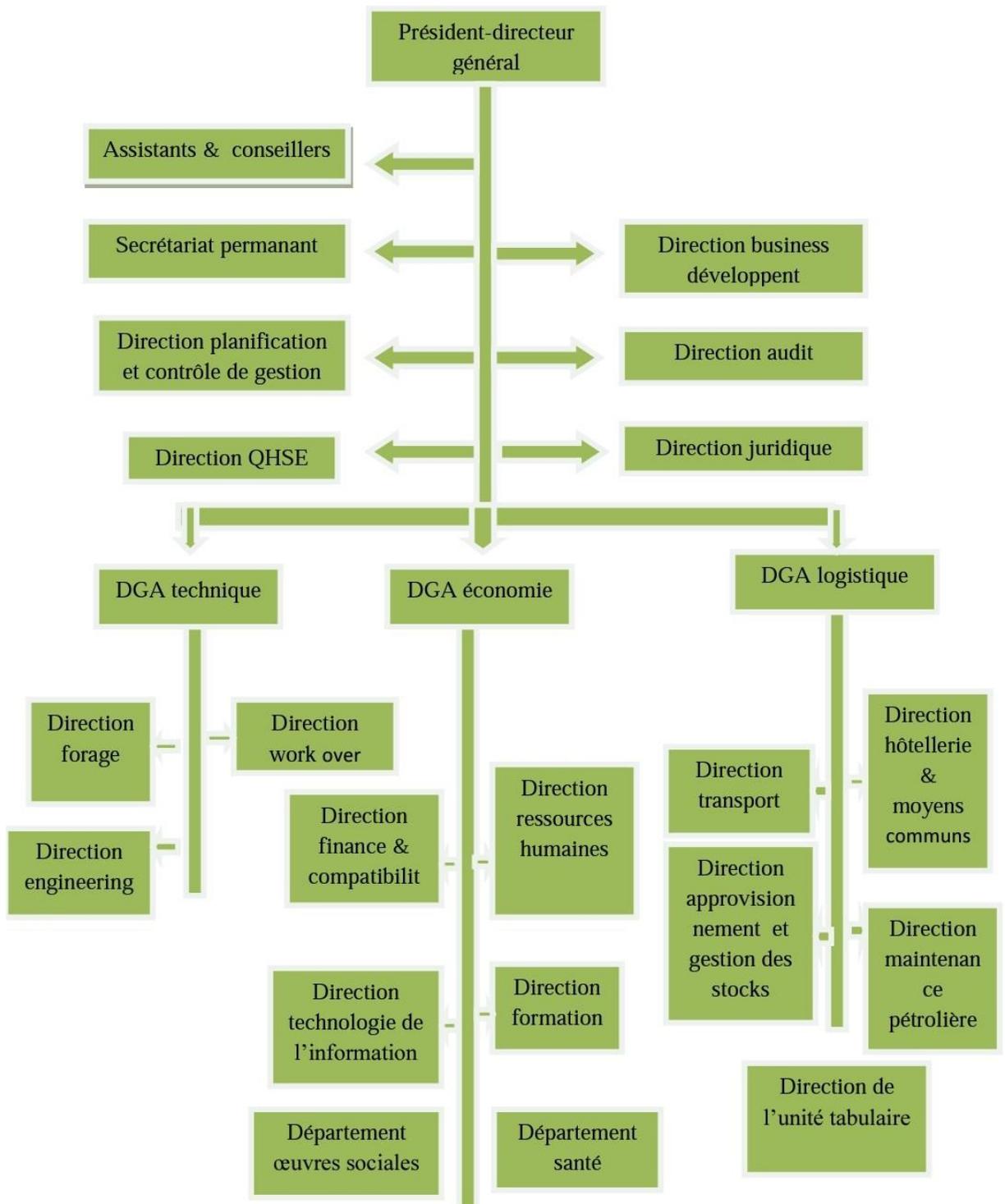


Figure 1-4 : Organigramme détaillé d'ENTP [18]

CHAPITRE

II

**GÉNÉRALITÉS SUR  
L'APPAREIL DE FORAGE**

## 2. Généralités sur l'appareil de forage

### 2.1 Introduction

Il existe deux procédés de forage : le forage par percussion et le forage par rotation. Le forage rotary, également appelé forage rotatif, est le procédé le plus couramment utilisé dans l'industrie pétrolière pour explorer et extraire du pétrole et du gaz naturel.

Le forage rotary est un processus de forage qui utilise des trépanés équipés de dents tricône ou de pointes en diamant pour percer la roche ou le sol. La rotation de la tige de forage est entraînée par une machine de forage à la surface et le fluide de forage est injecté en continu pour emporter les débris hors du trou. C'est une méthode efficace pour atteindre des profondeurs élevées et pour extraire des hydrocarbures de la terre. [2]

L'appareil de forage rotary est l'appareillage utilisé pour réaliser ces trois fonctions simultanément:

- a) Poids sur l'outil.
- b) Rotation de l'outil.
- c) Injection d'un fluide.

Les masses tiges vissées au-dessus de l'outil exercent une force de descente sur celui-ci, tandis que les tiges prolongées jusqu'à la surface constituent la garniture de forage. Cette garniture est mise en rotation dans son ensemble grâce à la table de rotation et à la tige d'entraînement.

Le fluide de forage est canalisé à travers la garniture de forage jusqu'à l'outil. Le joint rotatif étanche appelé "tête d'injection" est monté sur le sommet de la tige d'entraînement, juste en dessous de la table de rotation. Cette tête d'injection assure la liaison entre la conduite de refoulement des pompes de forage et l'intérieur de la garniture de forage.

Le derrick, le crochet de forage et le treuil sont utilisés pour supporter le poids de la garniture de forage et la manœuvrer.

Une installation de traitement du fluide de retour est nécessaire pour récupérer le fluide de forage et les débris de roche qui remontent à la surface. Cette installation comprend généralement un système de décantation pour séparer les débris de roche et le fluide de forage, ainsi qu'un stockage de tubulaires et des abris de chantier pour protéger les travailleurs des intempéries et des dangers du chantier. [2]

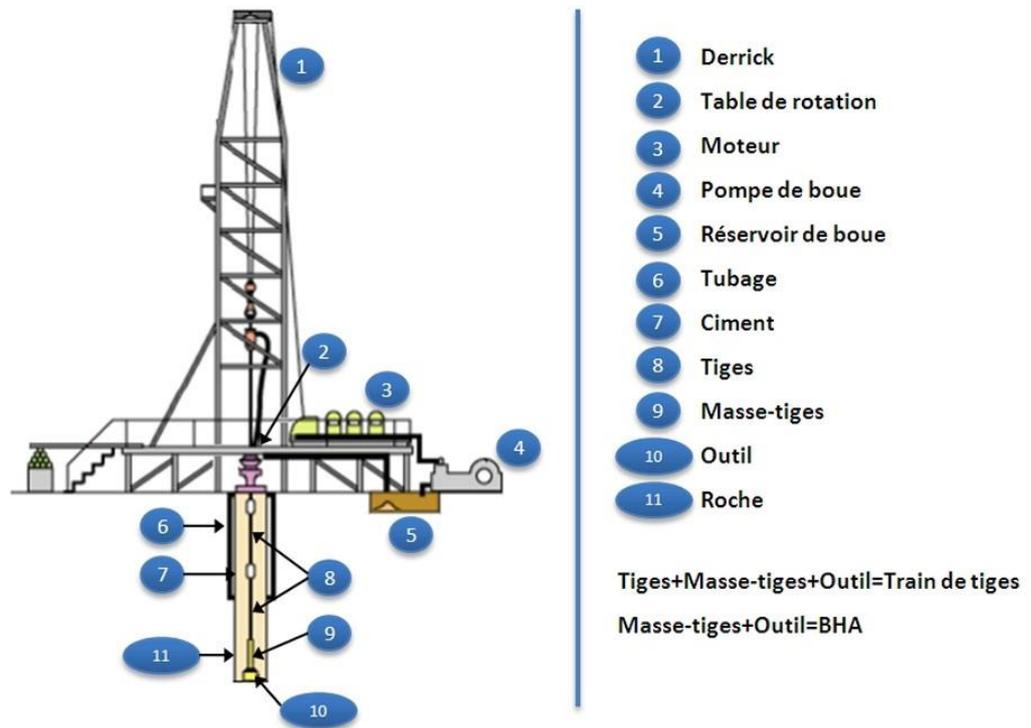


Figure 2-1 : Structure de l'appareil de Forage Pétrolier [5]

## 2.2 Classification d'un appareil de forage

Les appareils de forage rotary peuvent être classés en fonction des profondeurs maximales qu'ils peuvent atteindre. On peut ainsi distinguer quatre catégories d'appareils de forage rotary [2]:

Tableau 2-1 : Classification des appareils de forage [2]

Les types d'appareils	Profondeur (m)	Puissance(HP)
Appareils légers	1500-2000	650
Appareils moyens	3000	1300
Appareils lourds	6000	2000
Appareils super lourds	8000-10000	3000

## 2.3 Matériel d'un appareil de forage

### 2.3.1 Matériel de fond

Il regroupe l'ensemble de la garniture de forage:

- Outil de forage
- Masses tiges

- Tige de forage
- Équipements auxiliaires
- Raccords divers

### 2.3.2 Matériel de surface

Cette catégorie est répartie en plusieurs groupes mettant en œuvre l'outil de forage et assurant la sécurité du puits.

#### a) Les équipements de levage :

Ils sont principalement composés de :

- La structure de la tour de levage
- Les moufles fixe et mobile
- Le treuil de forage
- Le crochet de levage
- Le câble de forage
- La cabine de commande et de contrôle

#### b) Les équipements de rotation :

Ils assurent la rotation de l'outil de forage par l'intermédiaire du train de sonde (Garniture de forage).

Ils sont principalement composés de :

- La table de rotation
- Les fourrures
- Le carré d'entraînement
- La tige d'entraînement
- La tête d'injection
- Top drive

#### c) Les équipements de pompage et circulation :

Ils assurent la fabrication, le pompage et la circulation ainsi que le traitement mécanique des fluides de forage. Ils sont principalement composés de:

- Bacs à boue + équipements.
- Mixeurs
- Agitateurs
- Mitrailleuses de fond et de surface
- Tamis vibrants
- Désableurs
- Mud cleaner
- Centrifugeuses
- Dégazeur
- Les pompes à boue + accessoires.
- Amortisseurs de pulsations

- Soupapes de décharge (de sécurité)
- Les conduites d'aspiration et vannes
- Les conduites de refoulement
- Le flexible d'injection

#### **d) Les équipements de sécurité :**

Ils assurent la sécurité du puits en cas de venue. Les équipements de sécurité sont constitués de:

- La tête de puits
- L'accumulateur de pression
- Le BOP
- Le manifold de dusses

#### **e) Les équipements mécaniques :**

Ils fournissent l'énergie nécessaire au fonctionnement de la sonde de forage, ils sont constitués de:

- Moteurs de sonde ou groupe de force
- Groupe électrogènes
- Compresseurs

## **2.4 Description d'un appareil de forage**

### **2.4.1 Mât de forage**

Le mât de forage utilisé pour manœuvrer des garnitures de forage ou des tubages. Ce mât est composé de deux montants reliés par des entretoises et des croisillons qui reposent sur une substructure. Contrairement à la tour (derrick) qui était utilisée auparavant, le mât est plus rapide à monter et à démonter. Les montants peuvent être fixés sur une plate-forme ou sur une substructure qui est ancrée au sol pour supporter le poids du mât et des équipements de forage. Le mât peut être du type qui ne nécessite pas de démontage pour se déplacer, ou du type qui se démonte partiellement. Au sommet du mât se trouve une plate-forme de travail qui est utilisée pour la manœuvre des équipements de forage tels que le moufle fixe, les tiges de forage et les outils de forage. Cette plate-forme est généralement composée de traverses en acier de grande capacité pour supporter le poids de ces équipements. [13]

Le mât est équipé d'une passerelle de tubage qui est installée à environ 9 mètres du plancher. Cette passerelle est utilisée pour guider les tiges de forage et les tubages lorsqu'ils sont vissés et dévissés. La hauteur de la passerelle peut être ajustée entre 6 et 12 mètres, cette passerelle est essentielle pour assurer un vissage précis et efficace des tubages pendant le forage. Pour le stockage des tiges et des masse-tiges, le mât dispose de deux rangées de supports situées sur les côtés. Ces supports sont conçus pour maintenir les tiges et les masse-tiges en place et éviter qu'elles ne se déforment pendant le stockage. Il est important de ne pas stocker des tiges qui dépassent une longueur de 30 mètres pour éviter toute déformation. [13]



**Figure 2-2 : Mât de forage [14]**

Il existe deux types de mâts : Mâts libres, Mâts haubanés.

### **1) Mâts libres**

Les différents types de mâts libres sont :

- Les mâts ouverts (type Lee C. Moore) sont des mâts à chèvre qui sont conçus pour offrir une résistance globale à la structure lors du forage de puits de pétrole et de gaz. Ils sont constitués de deux poutres minces en treillis soudés, qui sont reliées à l'arrière par des traverses pour plus de stabilité. La partie inférieure arrière des poutres est montée sur la chèvre, qui est une structure en forme de trépied utilisée pour soutenir le mât et pour lever et abaisser les tiges de forage. La partie avant du mât contient les gerbiers, qui sont des dispositifs de support pour les longueurs de tiges de forage.

- Les mâts fermés ou ouverts (type EMSCO) sont des mâts à chèvre mais leur conception diffère de celle des mâts de forage Lee C. Moore. Contrairement aux mâts de forage Lee C. Moore, la chèvre des mâts de forage (EMSCO) ne participe pas à la résistance globale de la structure. Les deux poutres minces en treillis soudés sont reliées à l'arrière par des traverses et, dans le cas des mâts de grande capacité, également sur la face avant pour plus de solidité. Les mâts de forage (EMSCO) sont donc conçus pour soulever et supporter la charge de la tige de forage, mais leur chèvre n'est pas un élément clé de leur résistance globale.
- Les mâts ouverts (type IDECO) sont des mâts de forage qui utilisent des entretoises de 12 mètres de long pour soutenir le mât et contribuer à la résistance globale de la structure. Ils sont généralement équipés de deux poutres en forme de boîte avec une section rectangulaire, qui sont montées sur des axes pivotants. Les poutres sont reliées à l'arrière par des traverses et les longueurs de tiges de forage sont supportées par les gerbiers situés à l'avant. Les mâts IDECO sont conçus pour offrir une grande stabilité et peuvent être utilisés pour des forages profonds. [13]

## 2) Mâts haubanés

Les mâts haubanés sont une autre catégorie de mâts de forage utilisés pour les puits de faible et moyenne profondeur. Contrairement aux mâts de forage précédemment décrits, les mâts haubanés ne sont pas démontables et peuvent être repliés sur des camions ou des remorques pour faciliter leur transport.

Les mâts haubanés sont généralement classés en deux catégories : les mâts télescopiques et les mâts non télescopiques.

- Les mâts télescopiques : sont constitués de deux poutres minces en treillis ou tubulaires. Cela permet d'ajuster la hauteur du mât en fonction de la profondeur du puits à forer.
- Les mâts non télescopiques : sont des mâts à haubans fixes qui ne peuvent pas être ajustés en hauteur. Ils sont souvent utilisés pour les puits de faible profondeur. [13]

### 2.4.2 Les Substructures

Le mât repose sur une substructure solide et stable composée de deux poutres horizontales en treillis de fers en I soudés, reliées entre elles par des traverses assemblées par des broches goupillées. Cette substructure est conçue pour offrir une hauteur suffisante sous le plancher de travail afin de permettre l'installation des obturateurs.

La substructure supporte également plusieurs équipements essentiels à l'opération de forage, tels que le treuil, la table de rotation et la garniture de forage, ainsi que le poids du tubage et de la garniture de forage posé sur la table de rotation pendant la descente. Cette structure doit être suffisamment solide pour supporter le poids de tous ces équipements, ainsi que les forces et les vibrations qui se produisent pendant le forage. [13]



**Figure 2-3 : Substructure [13]**

Il existe plusieurs types de substructures utilisées dans les plates-formes de forage, chacune ayant des avantages et des inconvénients en fonction des besoins spécifiques de chaque projet de forage. Voici quelques détails sur ces différents types de substructures :

- Les substructures à piliers intermédiaires, sont en effet différentes par la disposition des poutres qui supportent la table de rotation.
- Les substructures compactes, sont conçues pour être utilisées dans les appareils mobiles sur roues, ce qui permet une installation rapide et facile. Elles sont ensuite surélevées à l'aide de vérins manuels ou hydrauliques pour augmenter leur hauteur.
- Les substructures à caissons, sont très pratiques pour la manutention du matériel tubulaire, mais peuvent présenter des problèmes pour la mise en place de la tête de puits en raison de leur hauteur. Cependant, elles peuvent être utilisées pour le stockage d'eau ou de matériel.
- Les substructures surélevées ou dépliables, sont conçues pour faciliter la mise en place d'un haut empilage d'obturateurs, ce qui peut être nécessaire pour certains projets de forage. Elles peuvent être surélevées à une hauteur de 8 à 12 mètres. [13]

### 2.4.3 Le Mouflage

Le mouflage est un moyen efficace pour le levage de fortes charges et la démultiplication des efforts simple dans les opérations de forage. Cet moyen permet de soulever des charges lourdes en utilisant une configuration de poulies et de câbles pour réduire la force nécessaire pour lever la charge.

Le mouflage consiste en l'enroulement du câble sur les poulies d'un moufle fixe et sur les poulies d'un moufle mobile, puis l'enroulement sur le tambour d'un treuil. Le câble est ensuite fixé à un point fixe ou à une poulie. Dans cette configuration, la partie de câble entre le tambour du treuil et le moufle fixe est appelée le brin actif, tandis que la partie de câble comprise entre le moufle fixe et le point fixe est appelée le brin mort. Cette configuration permet de réduire considérablement la force nécessaire pour lever la charge, en échange d'un déplacement plus important du câble le long du brin actif. [15]

**a) Mouflage Fixe :**

Le moufle fixe est effectivement un ensemble de poulies sur lesquelles passe le câble, et qui est fixé à la plate-forme supérieure de la tour de forage. Il est généralement composé de plusieurs poulies alignées les unes à côté des autres. Le câble passe par-dessus ces poulies, ce qui permet de démultiplier les efforts de levage en répartissant la charge sur plusieurs brins de câble. Les poulies du moufle fixe sont fixées à la plate-forme supérieure de la tour de forage par l'intermédiaire de paliers montés sur des poutrelles. [15] [2]



**Figure 2-4 :** Moufle fixe [14]

**b) Mouflage Mobile :**

Le moufle mobile est également un ensemble de poulies sur lesquelles passe le câble, et il est souvent utilisé en combinaison avec un moufle fixe et un treuil pour effectuer des opérations de levage dans le cadre de travaux de forage.

Le moufle mobile est en effet composé d'une poulie de moins que le moufle fixe, ce qui permet d'obtenir une démultiplication des efforts encore plus importante. La partie inférieure du moufle mobile est munie d'un crochet, ce qui permet de fixer la charge à soulever. Les poulies et le crochet sont souvent assemblés de manière compacte pour permettre une utilisation plus facile et plus efficace sur le chantier. Pour limiter les chocs à la reprise de la charge, il est courant d'installer un amortisseur dans le crochet du moufle mobile. Cet amortisseur peut être sous la forme d'un ressort ou d'un autre dispositif qui permet d'absorber les chocs et les vibrations lors du levage de charges lourdes. [15] [2]



**Figure 2-5 :** Moufle mobile [14]

#### 2.4.4 Câble de forage

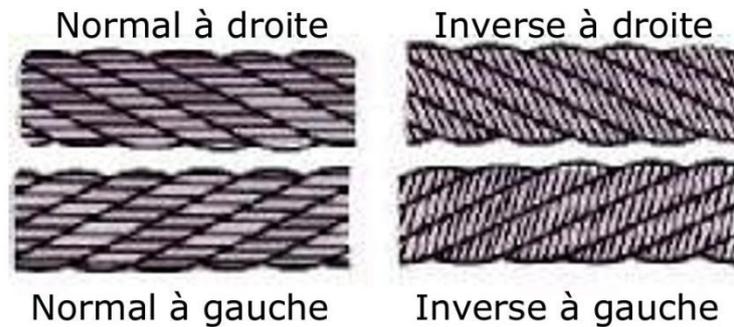
Le câble de forage est un type spécifique de câble utilisé dans les opérations de forage pour l'industrie pétrolière et gazière. Comme les autres types de câbles, il est composé de plusieurs torons placés en spirale autour d'une âme centrale. Chaque toron est formé de plusieurs fils calibrés de façon égale et placés en hélice sur plusieurs couches. [15]

Trois types d'acier sont utilisés :

- PS (plow steel)
- IPS (improved plow steel)
- EIPS (extra improved plow steel)

Les diamètres des câbles de forage varient en fonction de la classe de l'appareil de forage et des exigences spécifiques de chaque opération de forage. Cependant, il est vrai que pour les appareils de forage de classe moyenne, les diamètres des câbles de forage ne dépassent généralement pas 1,5 pouce (environ 38 millimètres). [2]

Il existe deux types de câblage :

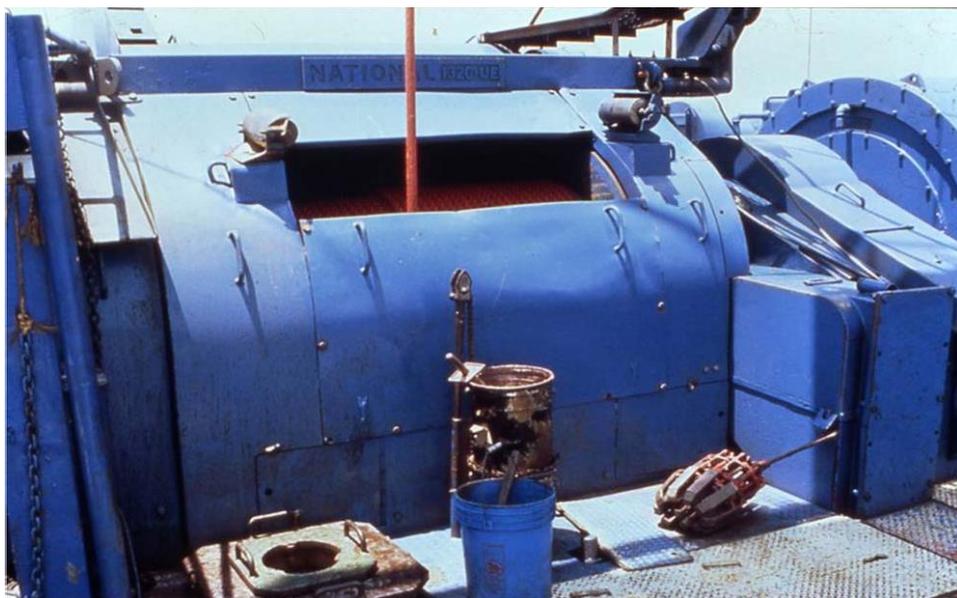


**Figure 2-6 :** Le type de Câblage [15]

- a) **Câblage normal (ou croisé) :** Le sens d'enroulement des fils est opposé au sens d'enroulement des torons, Le câblage normal est le type de câblage le plus couramment utilisé dans les câbles de forage.
- b) **Câblage inverse (ou Lang) :** le sens d'enroulement des fils est similaire au sens d'enroulement des torons. Cela signifie que les fils et les torons sont enroulés dans la même direction. Le câblage inverse est moins courant que le câblage normal, mais il est utilisé dans certaines applications spécifiques. [15]

#### 2.4.5 Le treuil

Le treuil de forage est l'un des éléments les plus importants de l'appareil de forage, car c'est lui qui permet de descendre et de remonter la garniture de forage dans le trou de forage. La capacité du treuil est donc directement liée à la profondeur de forage que l'appareil de forage peut atteindre. Plus la capacité du treuil est grande, plus l'appareil peut atteindre des profondeurs importantes. [15] [2]



**Figure 2-7 :** Le treuil [14]

Le treuil possède plusieurs caractéristiques qui permettent de faciliter ces opérations :

- le treuil est capable de contrôler la descente et la remontée du tubage et de la garniture de forage avec précision, ce qui est important pour éviter les dommages à l'équipement et aux formations géologiques environnantes.
- Certains treuils sont équipés d'un système de chaînes et de pignons pour faire fonctionner la table de rotation. Ce système permet de faire pivoter les tiges et les tubages lors des opérations de forage.
- le treuil peut également être utilisé pour le vissage et le dévissage des tiges et des tubages. Cette fonctionnalité peut être réalisée à l'aide d'un arbre secondaire, qui permet de manipuler les éléments de manière précise et contrôlée. [15] [2]

#### 2.4.6 La table de rotation

La table de rotation est un élément mécanique essentiel dans les équipements de forage. Elle permet de transmettre le mouvement de rotation de la tige d'entraînement à la garniture de forage, en utilisant des éléments tels que les fourrures et les pignons. Ces éléments assurent une transmission de puissance efficace entre la tige d'entraînement et la garniture de forage, ce qui permet de forer en profondeur dans le sol.

Lorsque la garniture de forage est en mouvement, la table de rotation est sollicitée pour supporter son poids et maintenir sa stabilité. Les coins de retenue sont donc des éléments importants de la table de rotation, car ils permettent de maintenir la garniture de forage en place tout en lui permettant de descendre ou de remonter. [13]

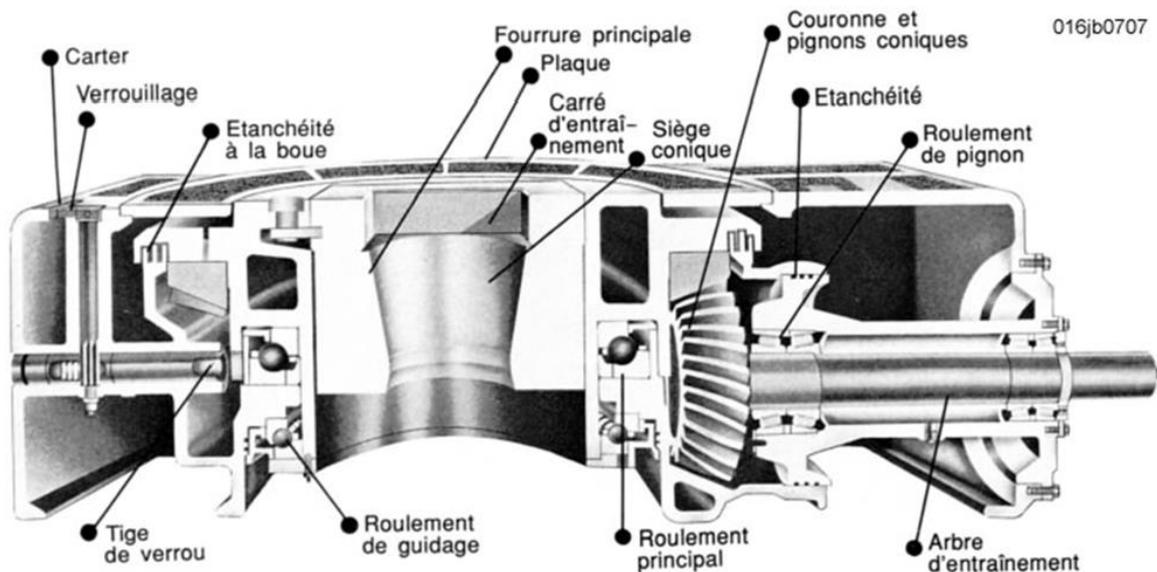


Figure 2-8 : La table de rotation [2]

La table de rotation comprend trois parties :

- Le bâti
- La partie tournante
- L'arbre d'entraînement

Le corps repose sur la substructure avec une fixation solide, La partie tournante repose sur le bâti à travers d'un roulement à billes qui assure simultanément sa rotation. Le corps de la table de rotation est généralement fixé solidement à la substructure de la plateforme de forage. Cette fixation permet de garantir que la table de rotation ne bouge pas pendant le forage et que le mouvement de rotation est transmis efficacement à la garniture de forage. La partie tournante de la table de rotation repose quant à elle sur un roulement à billes, qui permet une rotation douce et régulière. Le roulement à billes est généralement installé sur le bâti de la table de rotation et permet de supporter la charge de la garniture de forage. [13]

#### 2.4.7 Top Drive

Le top drive est une tête d'injection motorisée qui peut être suspendue à un mât de forage et qui a plusieurs fonctions importantes lors du forage pétrolier ou gazier. Le top drive est utilisé pour faire tourner la garniture de forage, ce qui permet de percer le sol plus facilement et plus rapidement. Il peut également être utilisé pour injecter de la boue de forage dans le trou de forage, ce qui aide à maintenir la pression et à évacuer les débris.

Le Top Drive compense à la fois la table de rotation et la tige d'entraînement pour faire tourner la garniture de forage. Contrairement à la méthode traditionnelle où la table de rotation et la tige d'entraînement sont utilisées pour faire tourner la garniture de forage. [13]



**Figure 2-9 :** Top Drive [14]

Le Top Drive peut être équipé de plusieurs options et fonctionnalités supplémentaires pour répondre aux besoins spécifiques du forage. Cela peut inclure :

- L'utilisation d'une clé automatique pour serrer et desserrer les raccords de tuyaux et les outils de forage.
- Une coulisse pour déplacer la tête d'injection vers l'avant ou vers l'arrière.
- Des bras articulés hydrauliquement sur l'élévateur pour faciliter la manipulation des tuyaux de forage. [13]

#### 2.4.8 La tête d'injection

La tête d'injection est un organe mécanique qui supporte la garniture de forage et permet l'injection de la boue de forage en rotation ou au repos. Elle doit être capable de supporter à la fois la charge et le poids maximal de la garniture de forage, ainsi que la vitesse de rotation maximale. En outre, la tête d'injection est équipée d'un joint d'étanchéité rotatif qui permet à la boue de forage d'être injectée sous pression par le flexible de forage branché sur le col de cygne de la tête d'injection. Ce joint d'étanchéité rotatif est crucial pour maintenir l'étanchéité et la pression de la boue de forage pendant le forage, ce qui permet de maintenir la stabilité du trou de forage et d'assurer la sécurité des travailleurs. [13] [2]



**Figure 2-10** : La tête d'injection [14]

La tête d'injection se compose d'une partie fixe et d'une partie mobile, qui sont maintenues ensemble par des roulements à billes ou à rouleaux. Le corps de la tête d'injection est suspendu par son anse au crochet de levage, ce qui permet de la soulever et de la descendre facilement pour l'installation ou le retrait de la garniture de forage. [2]

#### 2.4.9 Pompe à boue

La circulation de la boue de forage est une étape cruciale dans le processus de forage. La boue de forage a pour rôle principal de maintenir la pression de la formation rocheuse et de transporter les déblais de forage vers la surface. Pour cela, il est essentiel d'avoir une bonne installation de pompage. Les pompes utilisées pour la circulation de la boue de forage doivent être suffisamment puissantes pour permettre une remontée rapide des déblais de forage tout en

maintenant une haute pression de refoulement pour surmonter les pertes de charges dans le circuit. [13]

Les pompes utilisées pour le forage de puits peuvent être de différents types, notamment les pompes triplex à simple effet et les pompes duplex à double effet. Les pompes triplex à simple effet sont équipées de trois pistons qui fonctionnent dans des chemises de cylindre amovibles. Le fluide est aspiré dans la conduite d'aspiration et dirigé vers les cylindres de la pompe. Lorsque le piston se déplace vers l'arrière, il aspire le fluide dans le cylindre. Lorsque le piston se déplace vers l'avant, il refoule le fluide à haute pression dans la colonne de refoulement. Les pompes triplex à simple effet peuvent produire des pulsations dans le débit de fluide en raison du mouvement alternatif des pistons, pour réduire ces pulsations et fournir un débit plus stable, un amortisseur de pulsation peut être installé sur la colonne de refoulement. [2]

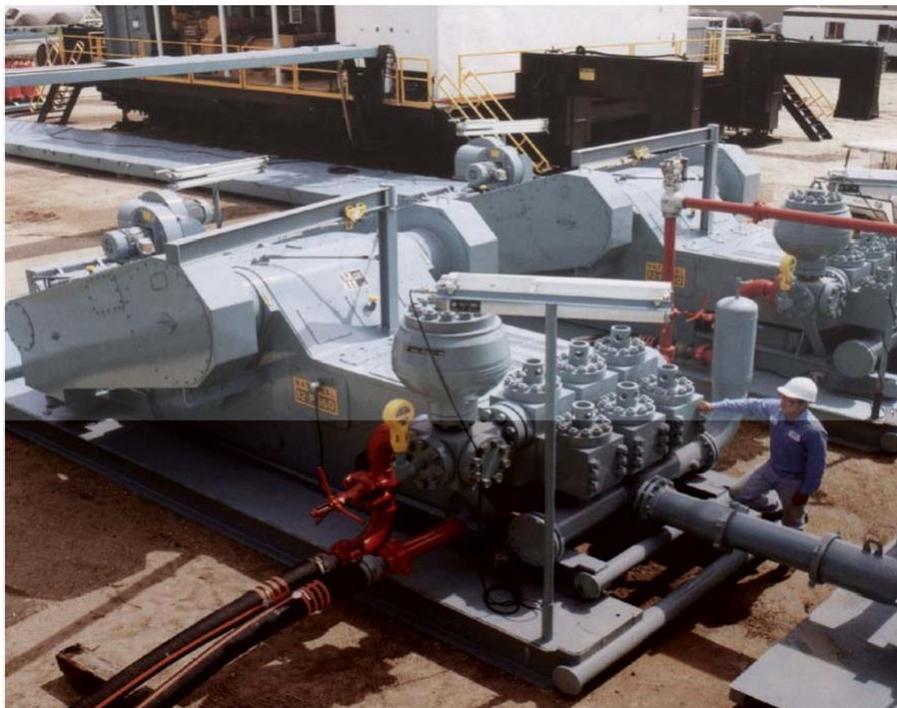


Figure 2-11 : La pompe à boue [14]

Elle se compose de deux parties :

**a) La partie mécanique :**

- Le bâti
- Couple d'engrenage
- L'embellage qui comprend l'excentrique, les bielles, les crosses.

**b) La partie hydraulique :**

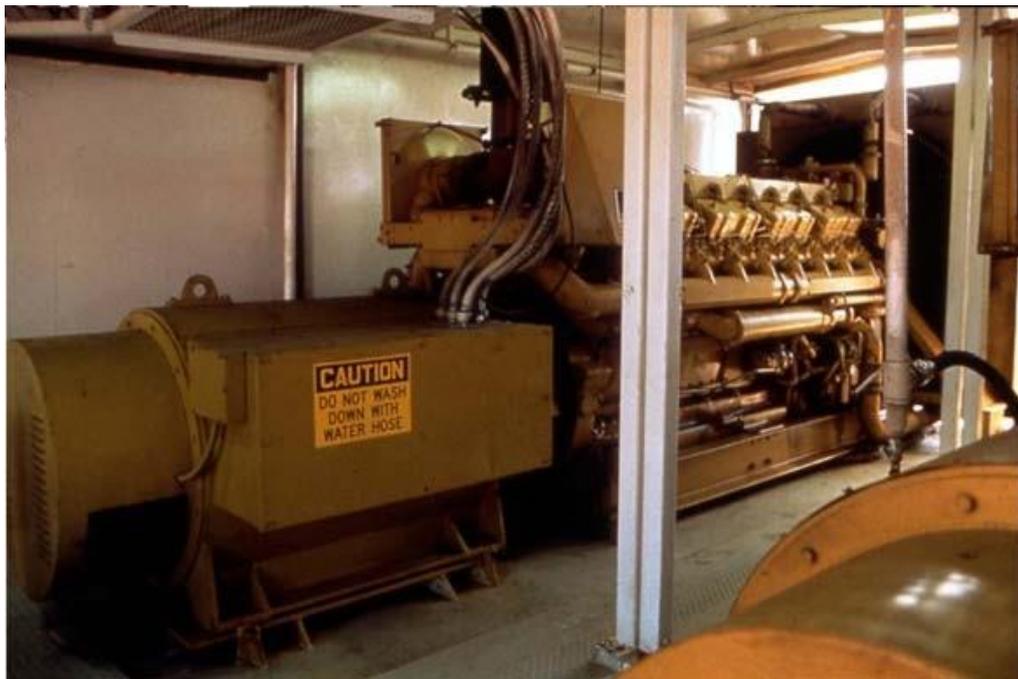
- Corps de pompe
- Chemises
- Pistons et tiges de pistons
- Clapets

- Amortisseur de pulsation
- Soupape de décharge

#### 2.4.10 Force motrice

Les appareils de forage ont besoin d'une force motrice pour effectuer diverses tâches, telles que la rotation de l'outil de forage, le levage et la descente des tiges de forage, la circulation de la boue de forage, le pompage de l'eau et l'alimentation des équipements auxiliaires. La force motrice est fournie par un moteur, généralement un moteur à combustion interne tel qu'un moteur diesel. [13]

Les moteurs à combustion interne, notamment les moteurs diesel, sont devenus les choix les plus courants pour fournir la force motrice nécessaire aux appareils de forage en raison de leur fiabilité, de leur efficacité énergétique et de leur polyvalence. Les équipements de forage peuvent être entraînés par des moteurs à courant continu, qui sont souvent préférés aux moteurs asynchrones pour les applications de forage en raison de leur capacité à fournir un couple élevé à basse vitesse, ce qui est nécessaire pour les opérations de forage. La force motrice sur les appareils de forage est généralement constituée d'un ensemble de génératrices ou d'alternateurs qui sont entraînés par des moteurs diesel. Le courant alternatif produit est ensuite redressé avant d'alimenter les moteurs à courant continu utilisés pour actionner les équipements de forage. [2]



**Figure 2-12 :** Moteur diesel [14]

La transmission diesel-électrique apporte effectivement plusieurs avantages pour les appareils de forage, notamment en termes de souplesse, de simplicité et d'utilisation de l'espace disponible. En éliminant certains éléments mécaniques tels que les embrayages, les pignons et les chaînes, la transmission diesel-électrique peut réduire les coûts de maintenance et améliorer l'efficacité de la transmission de puissance. [13]

## 2.4.11 Garniture de forage

### 2.4.11.1 Les masses tiges

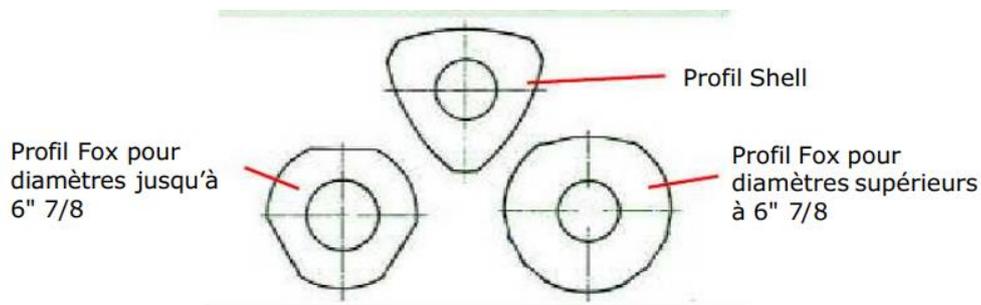
Les masses tiges sont des tubes creux en acier d'une longueur de 9 mètres. Leur rôle essentiel dans la garniture de forage est d'assurer la bonne utilisation de l'outil de forage car elles permettent de :

- Appliquer du poids sur l'outil de forage (trépan) afin d'éviter la compression des tiges de forage pendant le processus de forage. Le poids des masses ne doit pas dépasser 80% du poids total des tiges de forage dans la boue.
- Diriger et contrôler la trajectoire de l'outil de forage pour atteindre l'objectif visé. Différentes trajectoires de forage peuvent être suivies en fonction des besoins, tels que des puits verticaux ou des drains horizontaux. Il est important d'obtenir un trou de forage qui convient à la descente du tubage. [2] [13] [10]

#### 2.4.11.1.1 Les types des masses tiges

Généralement, des masses-tiges lisses ou en spirale sont utilisées. De plus, il existe d'autres options, les masses tiges carrées.

- Les masses-tiges lisses** : il s'agit de la forme la plus simple de masse-tige, qui est au diamètre extérieur nominal sur l'ensemble de sa longueur. Elles sont souvent utilisées pour des opérations de forage simples.
- Les masses-tiges spiralées** : elles sont conçues pour réduire le risque de coincement par pression différentielle et par diminution de la surface en contact avec la paroi du puits. Elles existent en deux profils :



**Figure 2-13** : Les profils des masses-tiges spiralées [13]

- **Profil SHELL (Sine drill collars)** : la section est un triangle curviligne, dont les sommets sont exclus par le cercle de diamètre extérieur.
  - **Profil FOX (No Wall Stick drill collars)** : ce type de profil contient trois plats pour les diamètres jusqu'à 6" 7/8 et pour les diamètres supérieurs comportent 9 plats groupés 3 par 3. Les masses-tiges spiralées sont souvent utilisées pour des opérations de forage plus complexes où le risque de coincement est plus élevé. [13] [10]
- c) **Les masses-tiges carrées** :

Les masses-tiges carrées ont une section carrée et offrent une rigidité élevée, ce qui leur permet de bien guider le forage dans le puits et de réduire la déviation du puits. Pour éviter leur usure dans les terrains abrasifs, les angles des masses-tiges carrées sont souvent rechargés par un composite de carbure-diamant. Enfin, pour les utiliser, il est nécessaire de placer cette masse-tige sur un alésoir, qui sera ensuite placé directement sur l'outil de forage. Cette configuration peut aider à améliorer la précision et la stabilité de l'outil de forage dans le puits. [13]

**Tableau 2-2 : Caractéristiques des masses-tiges recommandées [10]**

Diamètre extérieur nominal (pouce)	Diamètre extérieur (pouce)	Longueur (pieds)	Diamètre de forage (pouce)
9 ½	3	30	De 24 à 12 1/4
7 ¾ à 8	2 13/16	30	9 7/8
6 ¾	2 13/16	30	De 8 ¾ à 8 ½
4 ¾	2 ¼	30	De 6 ¾ à 6

#### 2.4.11.1.2 Les filetages des masses-tiges :

Les filetages des masses tiges de forage sont souvent coniques pour deux raisons principales :

- Les filetages coniques offrent une plus grande résistance, ce qui est important pour éviter les défaillances mécaniques et prolonger la durée de vie des tiges de forage. Le filetage conique assure un serrage plus efficace et une meilleure distribution de la charge, ce qui réduit le risque de rupture.
- Le filetage conique assure également une plus grande rapidité et une plus grande facilité lors du vissage ou du dévissage. Il est possible d'obtenir le blocage sans avoir à effectuer autant de tours, car le filetage conique comporte des filets qui se serrent progressivement. [10]

Les filetages les plus couramment utilisés sont :

- Internal Flush (IF),
- Regular (Reg),
- Full Hole (FH).

La différence entre ces types de filetage c'est le profil, la conicité et la longueur de la partie fileté. [13]

#### 2.4.11.2 Les tiges de forage

Une tige de forage typique est constituée d'un tube d'acier sans soudure avec des renflements (upsets) aux deux extrémités pour augmenter la résistance de la tige et permettre la transmission efficace du couple et de la puissance lors du forage. Les deux extrémités de la tige sont également équipées de raccords (tool-joints) qui permettent de relier les tiges

ensemble pour former une chaîne de tiges de forage. Les raccords peuvent être de type mâle ou femelle et sont également en acier. [10]

Les tiges de forage sont utilisées pour transmettre la rotation de la table de forage jusqu'à l'outil de forage (trépan) pour percer le sol. Le mouvement rotatif est généralement généré par un moteur de forage situé sur la plate-forme de forage, qui fait tourner la table de forage. Les tiges de forage sont également conçues pour transmettre le fluide de forage du sol jusqu'au trépan pour aider à refroidir l'outil, à lubrifier le trépan, à évacuer les débris de forage et à stabiliser les parois du puits. [13]

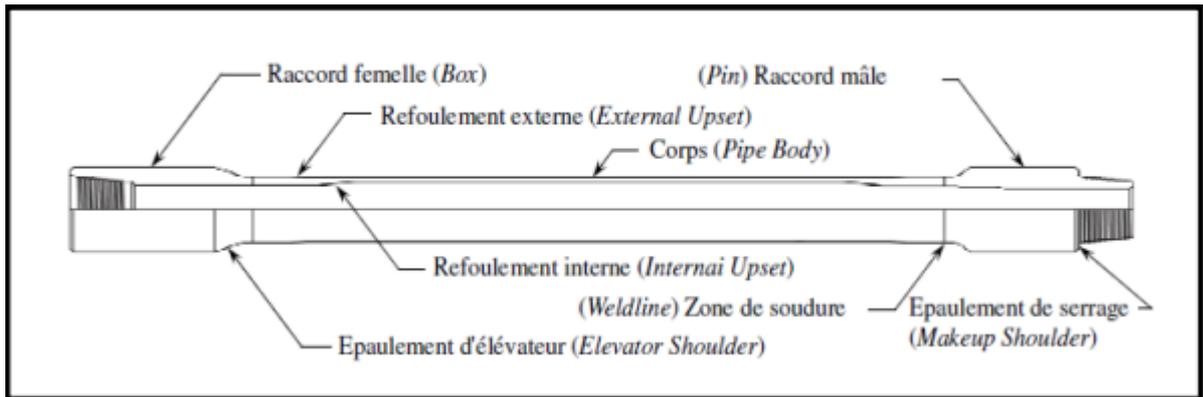


Figure 2-14 : Tige de forage [6]

Les extrémités des tiges de forage peuvent être refoulées de différentes manières :

- **Internal upset (IU)** : se réfère à une tige de forage dont l'extrémité intérieure est élargie, de sorte que le diamètre interne est plus grand que le reste de la tige. Cela permet une meilleure circulation du fluide de forage.
- **External upset (EU)** : se réfère à une tige de forage dont l'extrémité extérieure est élargie, de sorte que le diamètre externe est plus grand que le reste de la tige. Cela rend la tige plus résistante à l'usure.
- **Internal-external upset (IEU)** : est une combinaison des deux, où l'extrémité de la tige est à la fois élargie à l'intérieur et à l'extérieur. [13]

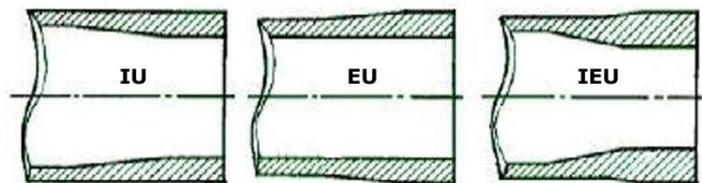


Figure 2-15 : Les extrémités des tiges de forage [13]

#### 2.4.11.2.1 Caractéristiques des tiges de forage

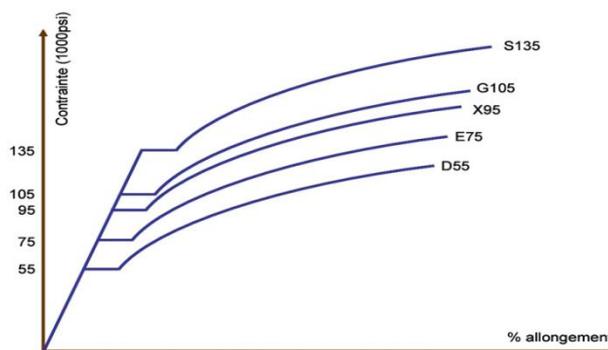
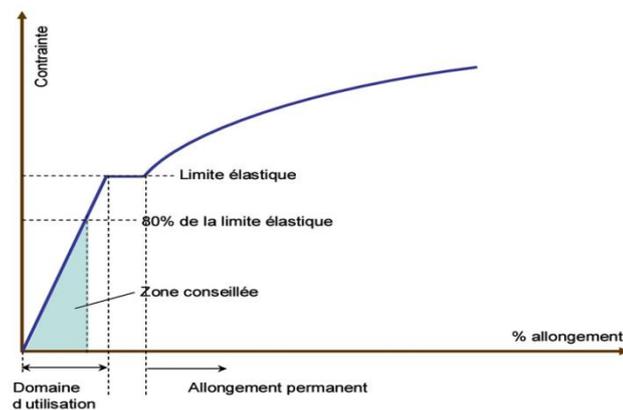
- **Grade**

La qualité de l'acier utilisé pour les tiges de forage est un facteur important pour garantir leur résistance et leur durabilité. Les tiges de forage sont généralement fabriquées à

partir d'acier allié de haute qualité, avec des propriétés mécaniques spécifiques telles que la résistance à la traction et à la torsion. L'API a normalisé quatre grades d'acier pour les tiges de forage:

**Tableau 2-3 :** Propriétés des aciers utilisés pour le corps des tiges de forage [10]

Grade	Allongement total %	Limite élastique		Charge de rupture minimum en psi (MPa)
		Minimum en psi (MPa)	Maximum en psi (MPa)	
<b>E75</b>	0.5	75000 (517)	105000 (724)	100000 (690)
<b>X95</b>	0.5	95000 (655)	125000 (862)	105000 (724)
<b>G105</b>	0.6	105000 (724)	135000 (931)	115000 (793)
<b>S135</b>	0.7	135000 (931)	165000 (1138)	145000 (1000)



**Figure 2-16 :** Comportement à la traction d'un matériau ductile [13]

• **Diamètre nominal**

Le diamètre nominal des tiges de forage est un facteur important à prendre en considération lors de la planification d'un programme de forage pétrolier. Les diamètres normalisés par l'API (American Petroleum Institute) sont les diamètres les plus couramment

utilisés dans l'industrie pétrolière. Ces diamètres normalisés sont 2 3/8, 2 7/8, 3 1/2, 4, 4 1/2, 5, 5 1/2 et 6 5/8 pouces.

En dehors des États-Unis, les diamètres les plus couramment utilisés en forage pétrolier sont 3 1/2 et 5 pouces. Les tiges de 4 1/2 pouces sont très utilisées aux États-Unis. Ces deux diamètres de tige sont suffisamment polyvalents pour permettre la réalisation de la plupart des programmes de forage, avec une vitesse de pénétration acceptable et une capacité de transport de déblais suffisante. [10]

- **Poids nominal**

Le poids nominal d'une tige de forage est exprimé en lb / ft et qu'il correspond au poids linéaire du corps de la tige, sans inclure le poids des tool-joints. En général, plus le poids nominal est élevé, plus le corps de la tige est épais, ce qui signifie que la tige sera plus résistante aux contraintes de forage. Cependant, comme vous l'avez noté, cela peut également entraîner une augmentation du poids de la garniture, ce qui peut être un inconvénient dans certaines situations de forage. Il est important de noter que le choix du poids nominal dépendra de la nature du forage. [10]

- **Longueur**

Les tiges sont classées en trois rangs en fonction de leur longueur totale avant soudure des tool-joints. La longueur des tiges est importante car elle détermine la profondeur à laquelle le forage peut atteindre. Les tiges plus longues permettent de forer des puits plus profonds, tandis que les tiges plus courtes sont utilisées pour des puits moins profonds.

Voici les trois classes de longueur des tiges selon l'API :

1. **Rang 1** : Les tiges de Rang 1 ont une longueur totale de 18 à 22 pieds (5,49 à 6,71 mètres) avant soudure des tool-joints. Elles sont souvent utilisées pour des puits peu profonds.
2. **Rang 2** : Les tiges de Rang 2 ont une longueur totale de 27 à 30 pieds (8,23 à 9,14 mètres) avant soudure des tool-joints. Elles sont utilisées pour des puits de profondeur moyenne.
3. **Rang 3** : Les tiges de Rang 3 ont une longueur totale de 38 à 45 pieds (11,58 à 13,72 mètres) avant soudure des tool-joints. Elles sont utilisées pour des puits très profonds. [13]

- **Classe**

**Classe I** : Les tiges de Classe 1 ont les dimensions nominales API, ce sont les tiges neuves.

**Classe Supérieure** : Une section calculée en tenant compte d'une usure uniforme diminuant l'épaisseur de 20 %

**Classe II** : Une section calculée en tenant compte d'une usure uniforme diminuant d'épaisseur de 20 %.

**Classe III :** Une section calculée en tenant compte d'une usure uniforme diminuant l'épaisseur de 37.5 %.

**Classe IV :** Les tiges groupées dans cette classe sont les tiges ayant des caractéristiques géométriques inférieures à celles de la classe III. [23]

### 2.4.11.3 Les Tools-joints

Les tool-joints sont des pièces essentielles pour la transmission de la rotation et de la traction lors du forage, ils permettent d'assurer la liaison entre les tiges de forage grâce à leur assemblage mâle-femelle. Leur diamètre extérieur et leur diamètre nominal de filetage sont des caractéristiques importantes à prendre en compte lors de la sélection des tool-joints pour s'assurer de leur compatibilité avec les autres tiges de forage.

Les tool-joints peuvent être rechargés à l'extérieur pour une protection contre l'usure, ce qui permet de prolonger leur durée de vie. Enfin, les tool-joints sont soudés et assemblés par friction sur les renflements (upsets) du corps de la tige de forage, ce qui permet d'assurer une connexion solide et résistante aux contraintes subies lors du forage. [10] [13]



**Figure 2-17 :** Tools-joints [13]

il existe différents types de tool-joints qui sont utilisés pour assembler les tiges de forage. Les trois types les plus courants sont :

- **Regular (Reg) :** Ce type de tool-joint est généralement monté sur des tiges IU (Internal Upset) et a un passage intérieur inférieur à celui du refoulement intérieur des tiges. Les tool-joints Regular sont souvent utilisés dans des conditions de forage moins exigeantes.
- **Full Hole (FH) :** Ce type de tool-joint est monté et soudé sur des tiges IU et a un passage intérieur approximativement égal à celui du refoulement intérieur des tiges. Les tool-joints Full Hole sont souvent utilisés dans des conditions de forage plus exigeantes où une meilleure circulation du fluide de forage est nécessaire.
- **Internal Flush (IF) :** Ce type de tool-joint est le plus couramment utilisé et est monté sur des tiges EU (External Upset). Le passage intérieur des tool-joints IF est approximativement égal à celui des tiges, ce qui permet une meilleure circulation du fluide de forage. Les tool-joints IF sont souvent utilisés dans des conditions de forage difficiles où une circulation du fluide de forage efficace est nécessaire.

Le choix du type de tool-joint dépendra des exigences spécifiques du forage, notamment des conditions de forage, des caractéristiques du puits et des exigences de sécurité. [10] [13]

#### 2.4.11.4 Couple de serrage

Lorsqu'on serre les tiges de forage ensemble à l'aide d'un couple de serrage, cela crée une contrainte de compression qui permet d'obtenir une étanchéité entre les masses-tiges par contact métal sur métal. Cette compression est essentielle pour maintenir la stabilité et la solidité de la colonne de forage.

Si le blocage est insuffisant, il peut y avoir un risque de décollage des portées, c'est-à-dire que les surfaces de contact entre les tiges ne sont plus suffisamment serrées l'une contre l'autre. Cela peut entraîner une perte d'étanchéité, ce qui peut avoir des conséquences graves sur le processus de forage. En outre, cela peut également causer une rupture du filetage mâle. Il est donc essentiel de s'assurer que le couple de serrage est suffisant pour créer une compression adéquate et maintenir une étanchéité entre les masses-tiges. [10] [13]

#### 2.4.11.5 Les stabilisateurs

Les stabilisateurs sont des pièces cylindriques qui comportent généralement trois lames en périphérie, ce qui permet d'assurer un meilleur guidage et centrage de la garniture de forage. Les lames des stabilisateurs sont conçues pour appuyer contre les parois du puits pendant le forage. Cela permet de stabiliser la garniture de forage et de maintenir une trajectoire précise.

Il y a différents types de stabilisateurs dont l'efficacité dépend de la nature du terrain, ainsi que de la surface de contact de ces lames avec les parois de puits. Le diamètre du stabilisateur est également important car il peut influencer la stabilité et la précision de la trajectoire. Plus le diamètre est grand, plus le stabilisateur aura une surface de contact importante avec les parois du puits.

Les stabilisateurs seront positionnés à différents points de la garniture de forage et ne dépasse pas 3 stabilisateurs parce que l'utilisation de trop de stabilisateurs peut également causer des problèmes. En effet, cela peut entraîner des frottements importants entre les lames et les parois du puits, ce qui peut ralentir le processus de forage et entraîner une usure prématurée des outils de forage. [10] [13]

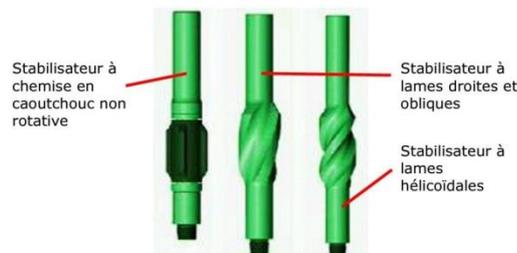


Figure 2-18 : Les stabilisateurs [13]

Il existe plusieurs formes et constructions de stabilisateurs utilisés en fonction des terrains et de leur abrasivité, notamment :

- Stabilisateur à lames droites et obliques
- Stabilisateur à lames hélicoïdales
- Stabilisateur à chemise en caoutchouc non rotative

Le mode d'assemblage sur le corps :

1. **Stabilisateur à lames soudées** : Les lames de ce type de stabilisateur sont soudées sur le corps. Cette méthode d'assemblage est généralement utilisée pour les stabilisateurs à lames droites ou obliques.
2. **Stabilisateur à lames intégrées** : Les lames de ce type de stabilisateur sont usinées directement dans le corps. Cette méthode d'assemblage est généralement utilisée pour les stabilisateurs à lames hélicoïdales. [13]

#### 2.4.11.6 Le trépan

Le trépan est l'outil principal de forage qui est fixé à l'extrémité d'un train de tiges, qui est à son tour entraîné en rotation pour tailler et détruire la roche et ouvrir le trou de forage.

Il existe plusieurs types de trépan, chacun étant choisi en fonction de la nature de la formation géologique rencontrée et de sa résistance mécanique. Les trépan peuvent être constitués de dents ou de galets en carbure de tungstène, de diamants synthétiques ou naturels, ou d'une combinaison de ces matériaux. Le choix du trépan est donc crucial pour assurer l'efficacité du forage et la rapidité du travail. [8]



**Figure 2-19** : Les types d'outils en forage pétrolier [19]

#### 1) Les outils à molettes

Les outils à molettes ont révolutionné le forage rotary depuis leur introduction dans les années 1930. Les bi-cônes sont équipés de deux cônes rotatifs avec des dents qui sont utilisés principalement pour les déviations par pression, où le forage doit être dirigé dans une direction spécifique. Les tricônes, qui sont les plus couramment utilisés dans les forages actuels, ont trois cônes rotatifs avec des dents pour pénétrer la roche et le sol. Les quadri-

cônes, qui ont quatre cônes, ont été utilisés dans le passé mais sont actuellement moins courants.

Les molettes, qui sont les parties les plus importantes des tricônes, sont usinées et traitées thermiquement séparément avant d'être montées sur les tourillons. Les galets, avec leur cage, sont également mis en place avant le montage des molettes. Les molettes sont maintenues en place sur les tourillons à l'aide de billes qui glissent dans un canal percé dans le bras. Une fois toutes les billes en place, le canal est bouché et soudé pour maintenir les billes en place. Alternativement, une bague à ressort peut également être utilisée pour maintenir les molettes en place. [13]

Les dents des outils à molettes peuvent être usinées directement sur la surface de la molette ou bien des pastilles en carbure de tungstène peuvent être serties dans des trous percés sur la surface de la molette. Les pastilles en carbure de tungstène sont souvent utilisées dans les formations géologiques dures, car elles sont plus résistantes à l'usure que les dents usinées directement sur la molette. Il est important de choisir le bon type d'outil à molettes en fonction de la formation rocheuse à forer et des conditions de forage, pour garantir un forage efficace et une durée de vie optimale de l'outil. [13]

## 2) Les outils à diamant

Les outils diamant ont été initialement utilisés pour la recherche de charbon à partir des années 1870. L'utilisation de ces outils s'est ensuite étendue à l'industrie pétrolière vers 1930, principalement pour le carottage. En Europe, les outils diamantés ont commencé à être utilisés vers 1953.

Le diamant est un matériau exceptionnellement dur, considéré comme le minéral le plus dur connu à ce jour. Sa résistance à l'écrasement est d'environ 80 000 bar, ce qui est nettement supérieur à celui du carbure de tungstène (50 000 bar) et de l'acier C.45 (15 000 bar). C'est pourquoi les outils diamant sont particulièrement efficaces pour le forage dans des formations géologiques très dures.

Le diamant a également un point de fusion très élevé, de l'ordre de 3650°C. Cependant, il se transforme superficiellement en graphite à des températures relativement basses, d'environ 1450°C. Cela peut entraîner une usure des outils diamant lors du forage à des températures élevées, mais cette usure est généralement limitée à la surface de l'outil. [13]

CHAPITRE

III

LIMITES D'UTILISATION  
DES TIGES DE FORAGE

### 3. Limites d'utilisation des tiges de forage

#### 3.1 Introduction

La conception d'un train de tiges est un élément crucial pour assurer la performance optimale des opérations de forage. Un train de tiges est généralement constitué d'une série de sections de tuyaux filetés reliées entre elles. Pour concevoir un train de tiges qui peut résister aux exigences de l'ensemble du processus de forage, il est important de prendre en compte un certain nombre de facteurs. Tout d'abord, il est essentiel de considérer les charges statiques telles que la tension, la torsion et la compression qui se produisent pendant le forage et même la pression interne ou externe de la boue. Ces charges peuvent avoir un effet important sur la capacité de la tige à transmettre la force et la puissance requises pour le forage.

La fatigue et le flambage doivent également être pris en compte, les tiges sont soumises à des charges répétées au fil du temps, ce qui peut entraîner la fatigue des matériaux. Pour éviter toute défaillance prématurée, les tiges doivent être conçues avec des matériaux de haute qualité et des sections transversales appropriées pour résister aux différentes contraintes.

Le principal type de charge affectant un train de tiges est la force de traction axiale. Pour éviter toute défaillance des tiges de forage due à une rupture ductile, la contrainte maximale de traction appliquée sur les tiges doit être inférieure ou égale à la limite élastique minimale de l'acier de tige correspondant. Si la contrainte de traction dépasse la limite élastique minimale de l'acier de la tige, une rupture ductile de la tige peut se produire. [1]

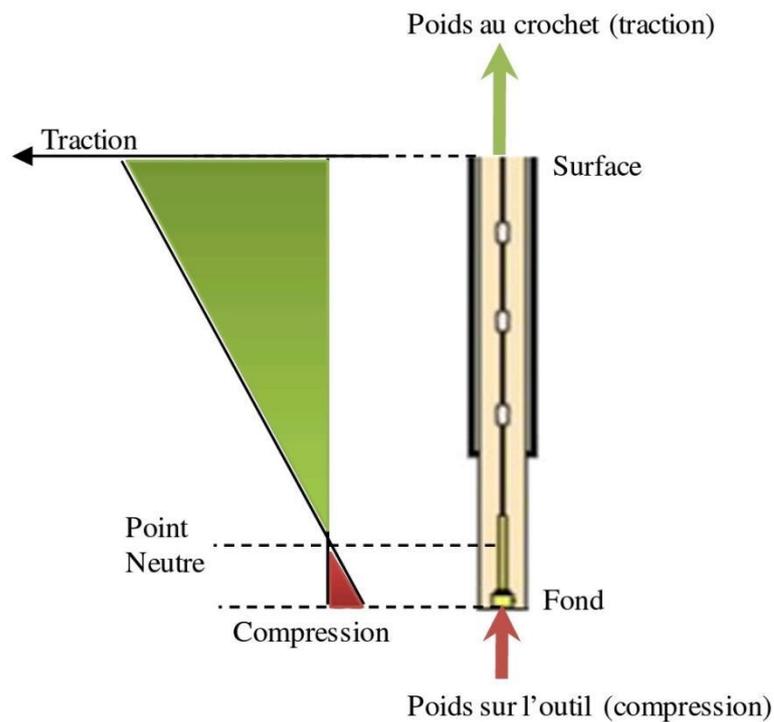
#### 3.2 Résistance à l'effort axiale

Lorsqu'une rupture ductile se produit, l'aspect de la rupture est angulaire, généralement d'environ 45 degrés par rapport à l'axe de la tige. Cette rupture se produit en raison de l'accumulation de contraintes de traction qui dépassent la limite élastique minimale de l'acier de la tige, conduisant finalement à une rupture de l'acier. Il est donc essentiel de maintenir les contraintes de traction appliquées sur les tiges de forage en dessous de la limite élastique minimale de l'acier de la tige correspondant pour éviter les ruptures ductiles et assurer une utilisation sûre et efficace des tiges de forage. [16]

La contrainte maximale est généralement observée dans la partie supérieure du train de tiges, là où la charge axiale est la plus élevée. Pour augmenter la résistance des tiges de forage dans cette zone, il est possible d'augmenter l'épaisseur des tiges. Mais l'augmentation de l'épaisseur des tiges pour augmenter leur résistance doit être considérée en tenant compte de l'ensemble des facteurs qui peuvent affecter leur utilisation efficace et sûre. [20]

Les principales causes de la traction sur les tiges de forage sont :

- Les frottements (Drag) sont causés par le contact entre les tiges de forage et la paroi du puits, qui peut créer une résistance à la traction qui doit être surmontée pour continuer le forage.
- Les chocs qui se produisent lorsque les tiges de forage s'arrêtent ou se déplacent soudainement, ce qui peut créer des contraintes qui traversent les tiges. Ces efforts combinés avec d'autres efforts dont le résultat est la rupture.
- La température peut également jouer un rôle important dans la rupture des tiges de forage. [4]



**Figure 3-1 :** Zone de Traction (au-dessus du Point Neutre) et Zone de Compression [5]

Il est donc important de surveiller attentivement les forces exercées sur les tiges de forage lors du forage et de prendre des mesures pour éviter que ces forces ne dépassent les limites admissibles pour éviter les ruptures.

Lorsque l'on exerce une traction **T** sur une barre de section **S** la contrainte de traction  $\sigma$  produite à l'intérieur de la tige est [10] :

$$\sigma = \frac{T}{S} \tag{3.1}$$

**T** : Traction exercée sur la barre, en N.

**S** : Section de la barre, en  $m^2$ .

$\sigma$ : Contrainte exercée sur la barre, en **Pa**.

L'allongement  $\Delta L$  produit par cette traction **T** sur la barre de longueur **L** est :

$$\Delta L = L \cdot \frac{\sigma}{E} \quad (3.2)$$

**E**: Module d'élasticité longitudinal ou module de Young.

(**E** varie entre 200 000 MPa et 220 000 MPa pour l'acier),

**L** : Longueur de la barre, en **m**.

Pour éviter la déformation d'une tige de grade donné, la contrainte maximale de traction appliquée sur les tiges de forage doit être inférieure ou égale à la limite élastique minimale de l'acier de tige, Alors traction maximale applicable sur une tige est donnée par la formule suivante :

$$T_{max} = \sigma_{emin} \cdot S \quad (3.3)$$

$T_{max}$  : Tension maximale applicable sur la tige, en **N**,

$\sigma_{emin}$  : Limite élastique minimale de l'acier utilisé, en **Pa**,

**S** : Section minimale de la tige, en **m<sup>2</sup>** .

Le formulaire du foreur donne les valeurs de  $T_{max}$  en fonction du grade d'acier, des dimensions nominales des tiges, du poids nominal et de l'usure (classe) des tiges.

Pour garantir que les tiges de forage travaillent dans le domaine élastique et réduire le risque de déformation irréversible, il est recommandé d'utiliser un facteur de sécurité et de prendre des valeurs de contraintes axiales inférieures à la limite d'élasticité maximale admissible donnée par l'API.

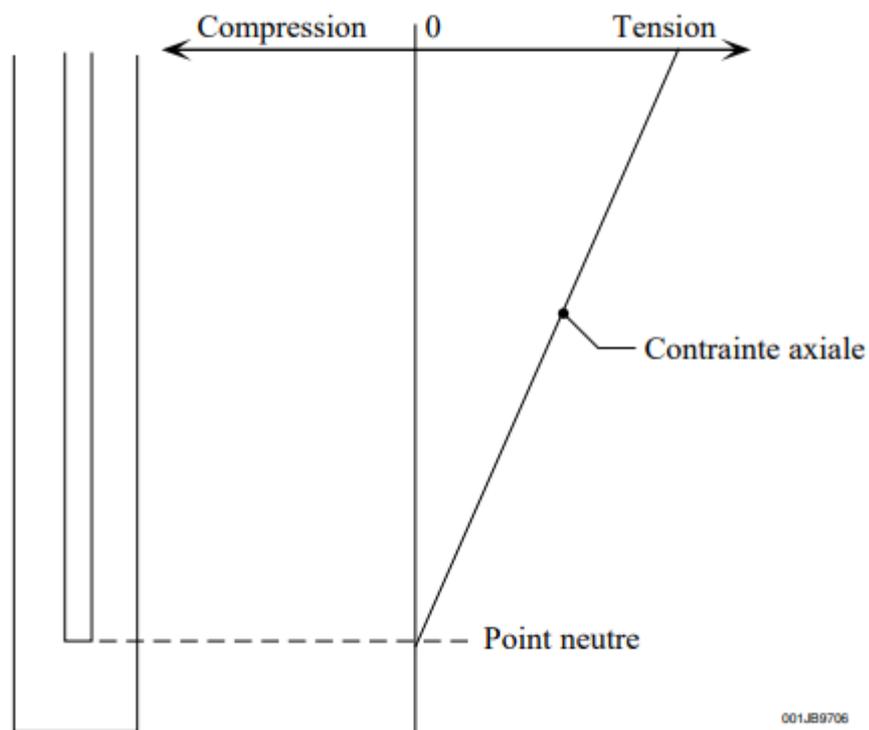
En outre, pour garantir une utilisation sûre des tiges de forage, l'API recommande d'utiliser une limite de contrainte axiale inférieure à 90% de la limite d'élasticité maximale admissible pour les puits droits, et une limite de contrainte axiale inférieure à 80% de la limite d'élasticité maximale admissible pour les puits déviés. Donc il est important de respecter ces recommandations pour garantir la sécurité et la fiabilité des opérations de forage et pour éviter les défaillances des tiges de forage. [10]

### 3.2.1 Répartition des contraintes dans la garniture

La répartition des contraintes dans une garniture en absence de fluide, il n'en est pas de même lorsque cette garniture est plongée dans un fluide. Quatre situations différentes sont décrites :

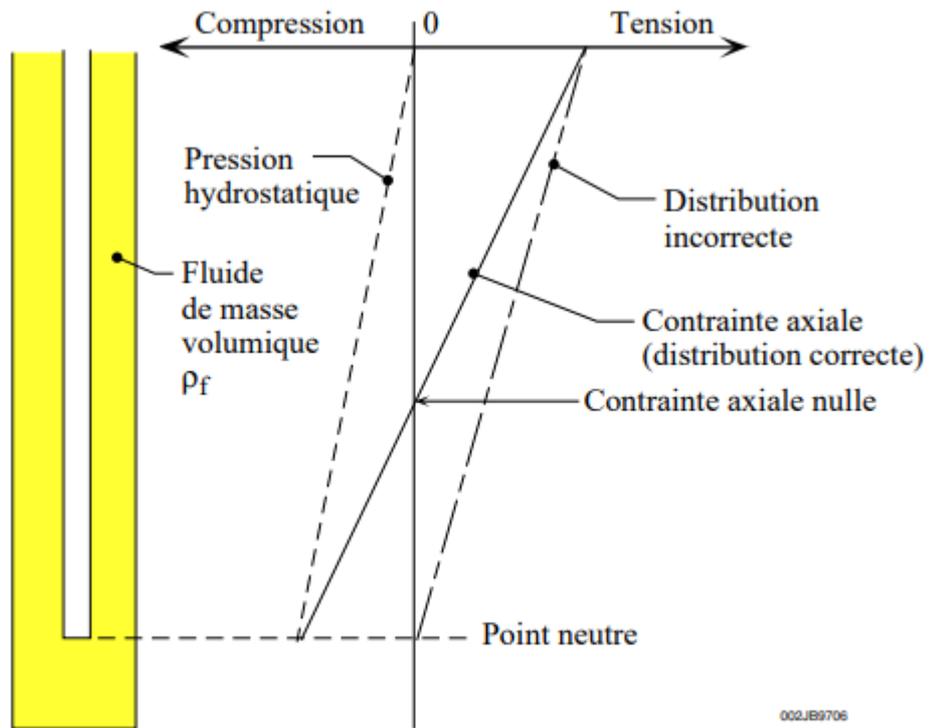
- a) La garniture est suspendue dans un puits vide. Tous les points de la garniture sont en tension.

- b) La garniture est suspendue dans un puits rempli de fluide de masse volumique  $\rho_f$ . Une partie est en compression du fait de la poussée d'Archimède qui s'exerce sur la surface inférieure de la garniture. Mais il n'y a pas de risque de flambage dans cette partie car la contrainte axiale est toujours inférieure en valeur absolue à la pression hydrostatique
- c) Une partie de la garniture appuie sur le fond du puits qui est vide. Il y a risque de flambage dans la partie inférieure qui est en compression.
- d) Une partie de la garniture appuie sur le fond du puits qui est rempli de fluide de masse volumique  $\rho_f$ . Il y a risque de flambage dans la partie inférieure de la garniture car la pression hydrostatique est inférieure en valeur absolue à la contrainte axiale. [10]



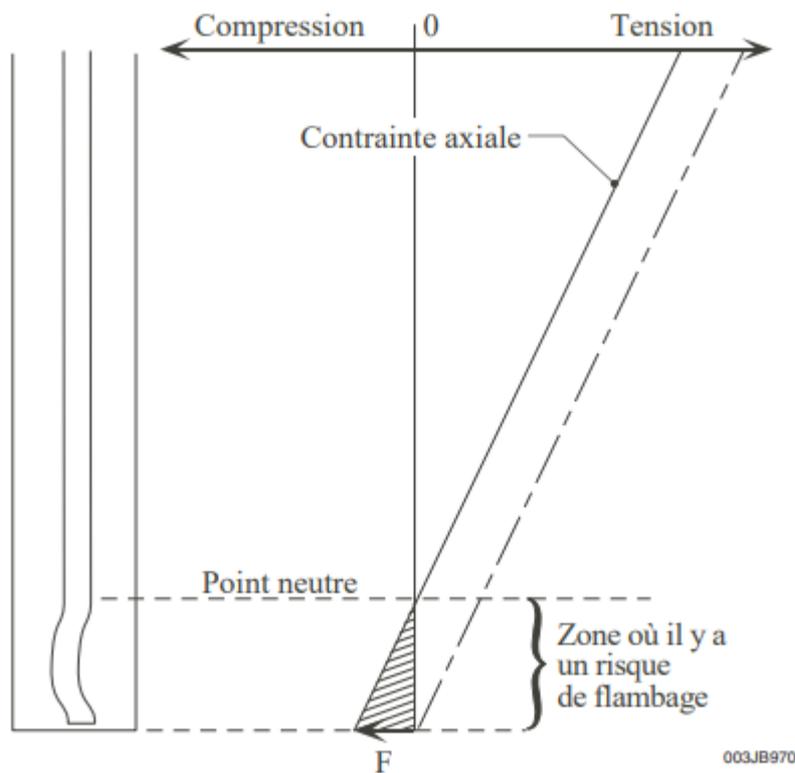
Le puits est vide, la garniture ne repose pas sur le fond.

Figure 3-2 : Répartition des contraintes dans le train de tiges (a) [10]



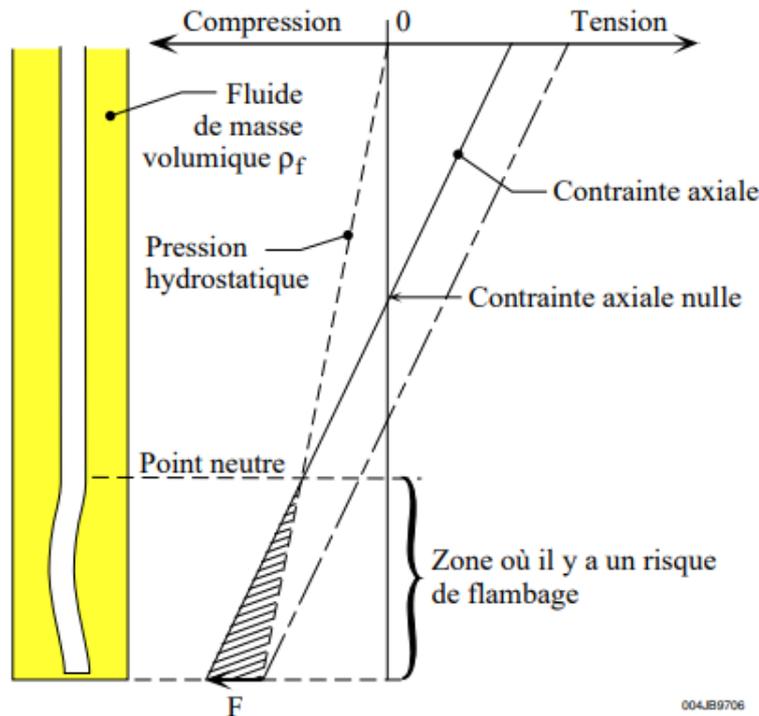
Le puits est rempli de fluide de masse volumique  $\rho_f$ , la garniture ne repose pas sur le fond.

Figure 3-3 : Répartition des contraintes dans le train de tiges (b) [10]



Le puits est vide, une partie de la garniture appuie sur le fond avec une force F.

Figure 3-4 : Répartition des contraintes dans le train de tiges (c) [10]



Le puits est plein de fluide de masse volumique  $\rho_f$ , une partie de la garniture appuyée sur le fond avec une force  $F$ .

**Figure 3-5** : Répartition des contraintes dans le train de tiges (d) [10]

### 3.2.2 Point neutre

il existe un point où la contrainte axiale est nulle (pas de traction, ni de compression) et un point au-dessus duquel il n'y a pas de risque de flambage. On rencontre dans différents articles les définitions suivantes :

- C'est le point où la contrainte axiale change de signe (passage d'un état de compression à un état de tension).
- Pour **A. Lubinsky**, c'est le point qui divise la garniture en deux : le poids de la partie supérieure est suspendu à l'élévateur et le poids de la partie inférieure est égal à la force appliquée sur le fond.
- C'est le point où la contrainte axiale est égale à la demi somme de la contrainte radiale et de la contrainte tangentielle.
- C'est le point où les contraintes axiale, radiale et tangentielle sont égales.
- C'est le point où la contrainte axiale est égale à la pression hydrostatique. [10]

### 3.3 Résistance à la torsion

Pendant le forage, les tiges de forage sont soumises à des couples de torsion pour transmettre la puissance de rotation du moteur de forage à la mèche de forage. Cependant, les tiges de forage ne peuvent supporter qu'un certain niveau de couple. Le couple maximal qu'une tige de forage peut supporter est limité par la résistance à la torsion de son corps, mais il est souvent limité par la résistance à la torsion de la connexion entre les tiges de forage. Les connexions ont généralement une résistance à la torsion inférieure à celle du corps de la tige

de forage elle-même, ce qui signifie que le couple maximal qui peut être appliqué à une tige de forage est limité par la résistance à la torsion de la connexion. [10]

La résistance à la torsion d'une connexion de tige de forage dépend de plusieurs facteurs, notamment le type de filetage utilisé, le diamètre interne et externe du raccord mâle et femelle. Le couple de serrage est la force appliquée pour serrer la connexion de tige de forage, et il est généralement utilisé comme limite opérationnelle pour la torsion de la connexion. Si le couple de serrage est dépassé, cela peut entraîner une défaillance de la connexion, une torsion excessive de la tige de forage et des conséquences potentiellement graves. Il est donc important de surveiller attentivement les niveaux de couple pendant l'opération de serrage et de suivre les spécifications du fabricant pour la connexion de tige de forage utilisée. [7]

Lorsque l'on exerce un couple de torsion  $\mathbf{M}$  sur une barre métallique de rayon  $\mathbf{R}$  la contrainte de torsion  $\boldsymbol{\tau}$  exercée sur cette barre est [10] :

$$\tau = \frac{M}{\frac{J}{R}} \quad (3.4)$$

$\boldsymbol{\tau}$  : Contrainte de torsion, en **Pa**,

$\mathbf{M}$  : Moment du couple de torsion, en **N.m**, (avec  $\mathbf{M} = 2 \mathbf{F.R.}$ )

$\mathbf{R}$  : Rayon de la barre, en **m**,

$\mathbf{J}$  : Moment d'inertie polaire de la barre, en **m<sup>4</sup>** .

Pour une barre creuse comme les tiges de forage, le moment d'inertie polaire est :

$$J = \frac{\pi}{2} (R_e^4 - R_i^4) \quad (3.5)$$

$\mathbf{R}_e$  : Rayon extérieur de la barre, en **m**.

$\mathbf{R}_i$  : Rayon intérieur de la barre, en **m** .

La contrainte de torsion est maximale sur la surface extérieure de la tige de forage est :

$$\tau = \frac{M}{\frac{J}{R_e}} \quad (3.6)$$

$\frac{J}{R_e} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{(R_e^4 - R_i^4)}{R_e}$  : S'appelle module polaire de section transversale.

L'effort de torsion maximale est toujours inférieur à la limite d'élasticité, les diverses théories expliquant le cisaillement mènent aux valeurs de rapport  $\mathbf{S}_{min} / \mathbf{T}_{max}$  comprises entre 1.33 et 2. L'API a choisi  $\sqrt{3}$  comme valeur.

Avec cette valeur, le couple de torsion maximale appliqué à une tige est :

$$M_{max} = 0.577 \cdot \sigma_{emin} \cdot \left( \frac{J}{R_e} \right) \quad (3.7)$$

$\sigma_{emin}$  : Limite élastique minimale de l'acier utilisé, en **Pa**.

$M_{max}$  : Moment du couple de torsion maximal, en **N.m**.

Le formulaire du foreur donne la valeur de torsion maximale en fonction du grade et de la classe d'usure. Pour éviter que les tiges ne subissent une déformation irréversible, il est recommandé d'utiliser un facteur de sécurité et de prendre des valeurs de couple de torsion inférieures à la valeur maximale admissible fournie par l'API.

En utilisant une valeur de couple de torsion inférieure à 90 % de la valeur maximale admissible fournie par l'API, on s'assure que les tiges travaillent dans le domaine élastique et qu'il y a une marge de sécurité suffisante pour éviter toute déformation irréversible. Cette approche permet de prolonger la durée de vie des tiges et de réduire le risque de défaillance prématurée. Le couple maximal qu'il est possible d'appliquer à une tige de forage dépend du couple de serrage de la connexion, qui est généralement inférieur à la valeur du couple admissible. Par conséquent, le corps des tiges travaille déjà avec un couple de torsion inférieur à la valeur maximale admissible. [10]

La valeur de la déformation angulaire en fonction du couple **M** appliqué sur une longueur

**L** de tiges est donnée par la relation suivant [10] :

$$\Delta\theta = \frac{L \cdot M}{G \cdot J} \quad (3.8)$$

$\Delta\theta$  : Angle de rotation, en **radians**,

**M** : Moment du couple de torsion, en **N.m**,

**L** : Longueur de tiges soumise au couple **M**, en **m**,

**G** : Module d'élasticité transversal, en **Pa** (pour l'acier, ce module est égal à 0.4 **E**, ce qui correspond à une valeur d'environ 78 000 **MPa**),

**J** : Moment d'inertie polaire de la tige, en **m<sup>4</sup>**.

Si l'on exprime la déformation angulaire en nombre de tours, la relation précédente s'écrit :

$$N = \frac{L \cdot M}{\pi^2 \cdot G \cdot (R_e^4 - R_i^4)} \quad (3.9)$$

**N** : Nombre de tours.

### 3.4 Résistance à l'éclatement

La rupture par éclatement est une défaillance possible lors du forage. Cette défaillance se produit lorsque la pression interne de la tige de forage dépasse la pression externe, ce qui entraîne une déformation excessive du corps de la tige et éventuellement sa rupture. La pression d'éclatement nominale d'un composant est la pression maximale à laquelle il peut être soumis sans subir de déformation permanente ou de rupture. Il est donc important de connaître cette pression nominale et de s'assurer que la pression interne de la tige de forage reste en dessous de cette valeur pour éviter toute rupture par éclatement. [16]



Figure 3-6 : Défaillance par éclatement [16]

La formule de Barlow est utilisée par l'API pour déterminer la pression intérieure maximale  $P_{imax}$  afin que la contrainte interne à la paroi du tube ne dépasse pas la limite élastique. Pour les tiges de classe I, la formule est [10] :

$$P_{imax} = 0.875 \cdot \left( \frac{2 \cdot \sigma_{emin} \cdot e}{D} \right) \quad (3.10)$$

$e$  : Épaisseur nominale du corps de la tige (voir Formulaire du foreur - caractéristiques géométriques des tiges de forage). Le facteur 0.875 provient d'une tolérance à la fabrication de 12.5 % sur l'épaisseur des tiges neuves.

$D$  : Diamètre nominal extérieur du corps de la tige.

Pour les autres classes, la formule est :

$$P_{imax} = 2 \cdot \frac{\sigma_{emin} \cdot e}{D} \quad (3.11)$$

$e$  sera diminué de 20 % pour les tiges de classe S, de 30 % pour celles de classe II.

Dans les deux formules précédentes,  $D$  et  $e$  sont exprimés en **m**,  $P_{imax}$  et  $\sigma_{emin}$  en **Pa**.

### 3.5 Résistance à l'écrasement

La pression externe exercée sur la paroi de la tige de forage peut être suffisamment élevée pour entraîner une défaillance par écrasement. Cette défaillance est souvent due à une différence de pression importante entre la pression interne de la tige de forage et la pression externe de la boue de forage dans l'espace annulaire. Lorsque la pression externe est supérieure à la pression interne, cela peut entraîner une déformation plastique de la paroi de la tige, ce qui conduit à un écrasement. [16]



**Figure 3-7 :** Défaillance par écrasement [16]

La limite nominale de la pression d'écrasement est la pression maximale que la tige de forage peut supporter avant que sa paroi ne subisse une déformation permanente. Il est donc important de ne pas dépasser cette limite lors de l'utilisation des tiges de forage pour éviter toute défaillance par écrasement.

L'API utilise plusieurs formules pour déterminer la valeur maximale de la pression extérieure que l'on peut exercer sur le corps d'un tube en fonction de son rapport  $D/e$ . ( $e$  étant l'épaisseur nominale du corps de la tige et  $D$  le diamètre nominal du corps de ce tube). [10]

- La première formule est :

$$P_{emax} = 2 \cdot \sigma_{emin} \left( \frac{D/e - 1}{(D/e)^2} \right) \quad (3.12)$$

Cette formule s'applique lorsque le rapport  $D/e$  est :

- inférieur ou égal à 13,67 pour les tiges de grade E,
- inférieur ou égal à 12,83 pour les tiges de nuance X 95,
- inférieur ou égal à 12,56 pour les tiges de grade G 105,

- inférieur ou égal à 11,90 pour les tiges de grade S 135.
- La seconde formule est :

$$P_{emax} = \sigma_{emin} \cdot \left( \frac{A'}{(D/e)} - B' \right) - C \quad (3.13)$$

Les valeurs de **A'**, **B'**, **C** et du rapport **D / e** sont données dans le tableau suivant :

**Tableau 3-1** : Les valeurs à utiliser dans la formule 3.13 [10]

Grade	A'	B'	C	D/e
E	3.060	0.0642	1805	de 13.67 à 23.09
X95	3.125	0.0745	2405	de 12.83 à 21.21
G105	3.162	0.0795	2700	de 12.56 à 20.66
S135	3.280	0.0945	3600	de 11.90 à 19.14

- La troisième formule :

$$P_{emax} = \sigma_{emin} \cdot \left( \frac{A}{(D/e)} - B \right) \quad (3.14)$$

Les valeurs de **A**, **B** et **D / e** sont données dans le tableau suivant :

**Tableau 3-2** : Les valeurs à utiliser dans la formule 3.14 [10]

Grade	A	B	D/e
E	1.985	0.0417	de 23.09 à 32.05
X95	2.047	0.0490	de 21.21 à 28.25
G105	2.052	0.0515	de 20.66 à 26.88
S135	2.129	0.0613	de 19.14 à 23.42

- La dernière formule est :

$$P_{emax} = \frac{46.95 \cdot 10^6}{(D/e) \cdot [(D/e) - 1]^2} \quad (3.15)$$

Cette formule s'applique lorsque le rapport **D / e** est :

- supérieur ou égal à 32,05 pour les tiges de grade E,
- supérieur ou égal à 28,25 pour les tiges de nuance X 95,
- supérieur ou égal à 26,88 pour les tiges de grade G 105,
- supérieur ou égal à 23,42 pour les tiges de grade S 135. [10]

### 3.6 Combinaison de contraintes

#### 3.6.1 Combinaison de contraintes de la traction et de la torsion

Lorsque la tige de forage est soumise à un couple de torsion associé à une charge axiale (traction) qui dépasse les valeurs limites spécifiées, cela peut entraîner une défaillance de la tige. Cette défaillance peut se manifester sous la forme d'une face de rupture angulaire qui suit une trajectoire hélicoïdale. [4]

L'application simultanée d'un effort de traction (ou de compression) et d'un effort de torsion sur la tige de forage peut conduire à une réduction de la limite élastique de la tige et donc à sa plastification. Cela peut entraîner une déformation permanente de la tige, ce qui peut à son tour affecter la qualité du forage, augmenter l'usure et la fatigue de la tige de forage, et même conduire à des défaillances prématurées. Il est donc important de surveiller les efforts simultanés de traction et de torsion sur la tige de forage et de les maintenir dans les limites spécifiées pour éviter la plastification et les dommages associés. [4]

L'API utilise le critère de Von Mises pour déterminer la résistance à la rupture en fatigue de la tige de forage dans le domaine élastique. Le critère de Von Mises est basé sur l'énergie de déformation de la tige de forage et prend en compte les effets des trois composantes de contrainte principales (traction, compression et cisaillement). [10]

Dans la configuration d'effort de traction et torsion, la relation suivante est utilisée [10]:

$$\sigma^2 + 3 \tau^2 \leq \sigma^2_{emin} \quad (3.16)$$

$\sigma_{emin}$  : Limite élastique minimale de l'acier utilisé, en **Pa**,

$\sigma$  : Contrainte de traction, en **Pa**,

$\tau$  : Contrainte de torsion, en Pa.

Nous retrouvons les deux critères cités précédemment :

- Pour la traction pure,  $\tau = 0$ , d'où :  $\sigma \leq \sigma_{emin}$
- Pour la torsion pure,  $\sigma = 0$ , d'où :  $\tau \leq \frac{\sigma_{emin}}{\sqrt{3}}$

**3.6.2 Combinaison de contraintes (traction, torsion et éclatement)**

Pendant le forage, la torsion, la traction et la pression à l'intérieur de la garniture de forage fonctionnent ensemble. Les données sur une combinaison de plusieurs contraintes sont un peu rares. Le tableau présente les valeurs de torsion en fonction des autres contraintes (données Vallourec). [10]

		ÉCRASEMENT										ÉCLATEMENT											
		100	90	80	70	60	50	40	30	20	10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	
C	10	0	30	40	45	49	50	49	45	40	30	0											
	0																						
O	90	30	43	52	57	60	62	62	60	57	52	43	30										
	0																						
M	80	40	52	60	65	69	71	72	71	69	65	60	52	40	17								
	0																						
P	70	45	57	65	71	75	78	79	79	78	75	71	65	57	45	26							
	0																						
R	60	49	60	69	75	80	83	84	85	84	83	80	75	69	60	49	30						
	0																						
E	50	50	62	71	78	83	86	88	90	90	88	86	83	78	71	62	50	30					
	0																						
S	40	49	62	72	79	84	88	91	93	93	93	91	88	84	79	72	62	49	26				
	0																						
S	30	45	60	71	79	85	90	93	95	96	96	95	93	90	85	79	71	60	45	17			
	0																						
I	20	40	57	69	78	84	90	93	96	98	98	98	96	93	90	84	78	69	57	40			
	0																						
O	10	30	52	65	75	83	88	93	96	98	99	99	98	96	93	88	83	75	65	52	30		
	0																						
N	0	0	43	60	71	80	86	91	95	98	99	100	99	98	95	91	86	80	71	60	43	0	
	0																						
T	10		30	52	65	75	83	88	93	96	98	99	99	98	96	93	88	83	75	65	52	30	
	0																						
E	20			40	57	69	78	84	90	93	96	98	98	98	96	93	90	84	78	69	57	40	
	0																						
N	30			17	45	60	71	79	85	90	93	95	96	96	95	93	90	85	79	71	60	45	
	0																						
S	40				26	49	62	72	79	84	88	91	93	93	93	91	88	84	79	72	62	49	
	0																						
I	50					30	50	62	71	78	83	86	88	90	90	88	86	83	78	71	62	50	
	0																						
O	60						30	49	60	69	75	80	83	84	85	84	83	80	75	69	60	49	
	0																						
N	70							26	45	57	65	71	75	78	79	79	78	75	71	65	57	45	
	0																						
	80								17	40	52	60	65	69	71	72	71	69	65	60	52	40	
	0																						
	90										30	43	52	57	60	62	62	60	57	52	43	30	
	0																						
	10											0	30	40	45	49	50	49	45	40	30	0	
	0																						

Données Vallourec

Figure 3-8 : Combinaison de trois contraintes traction, torsion et éclatement [10]

Il est recommandé de prélever 90 % de la valeur obtenue parce que les valeurs de ce tableau sont déduites de l'ellipse de plasticité.

### 3.7 Défaillance du train de tiges par flambage

#### 3.7.1 Cas classique du flambage

Considérons une tige verticale sans appuis latéraux sur laquelle est appliquée une force de compression  $F$  dirigée selon l'axe longitudinal. Lorsque  $F$  atteint la valeur  $F_{fl}$ , la tige qui était droite avant, fléchit soudainement. La tige prend une nouvelle position d'équilibre suivant la valeur de  $F$  et on dit qu'il y a flambage. La tige se flambe dans le sens où elle résiste le moins à la flexion (moment d'inertie plus faible). [10]

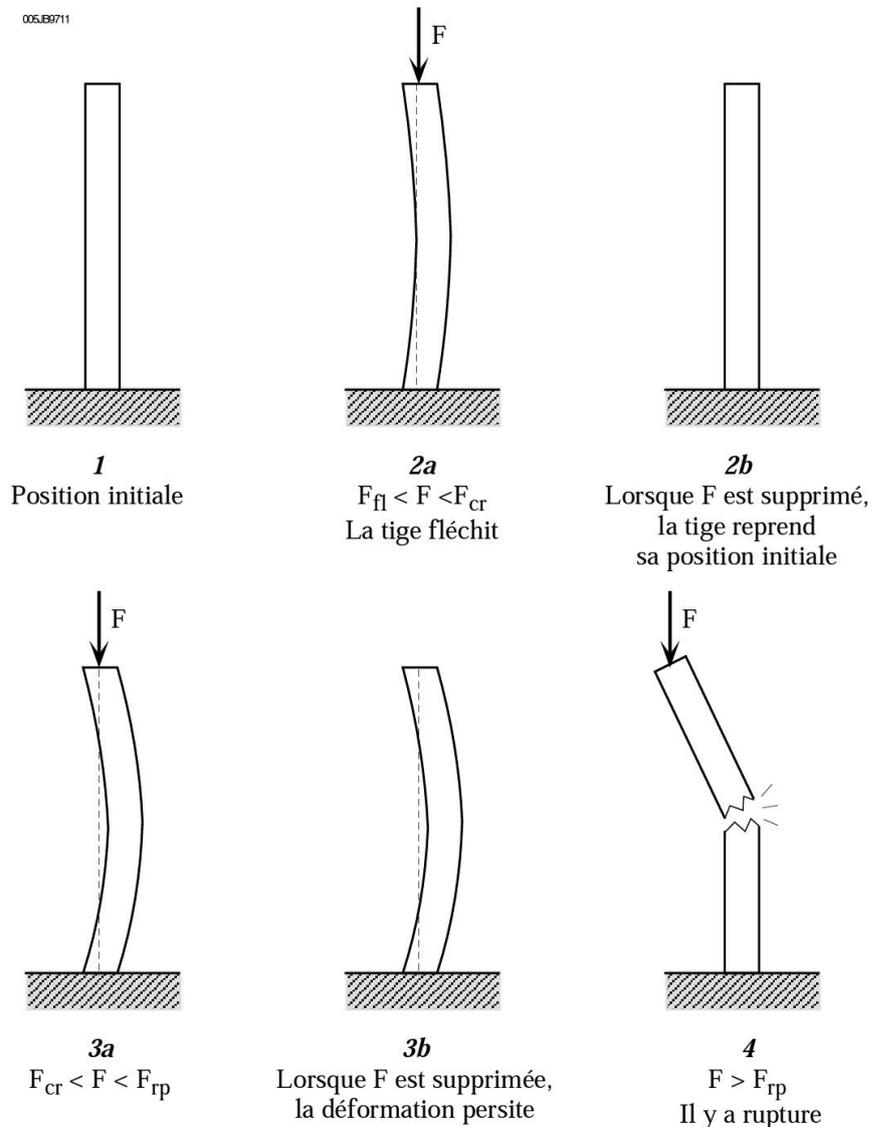


Figure 3-9 : Flambage classique d'une tige [10]

Aucune déformation notable n'apparaît sur la tige de forage si  $F$  est inférieure à  $F_{fl}$ , et lorsque la valeur de  $F$  est comprise entre  $F_{fl}$  et  $F_{cr}$ , la limite élastique du matériau à la compression n'est pas atteinte, de sorte que la tige de forage fléchit mais reprend sa forme initiale si la force  $F$  est supprimée.

La limite élastique du matériau est dépassée lorsque  $F$  dépasse la valeur de la charge critique  $F_{cr}$ , ce qui entraîne une déformation permanente de la tige de forage (si l'on  $F$  enlève, la tige ne reprend pas sa forme d'origine). Lorsque  $F$  augmente et atteint la valeur de  $F_{rp}$ , cela conduit à la rupture de la tige de forage. [10]

La formule d'**Euler** permet de calculer la charge critique  $F_{cr}$ , nous avons [10]:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_a}{L^2} \quad (3.17)$$

$F_{cr}$  : Charge critique, en **N**,

$E$  : Module de Young de l'acier en **Pa** (de 200 000 à 220 000 **MPa**),

$L$  : Longueur libre de flambage, qui dépend de la longueur réelle de la tige et du mode de fixation de ces fines, en **m**,

$I_a$  : Moment d'inertie de la section droite (perpendiculaire à l'axe longitudinal) de la tige, en **m<sup>4</sup>**.

Dans le cas d'une tige, nous avons :  $I_a = \frac{\pi}{64} (D_e^4 - D_i^4)$

$D_e$  : Diamètre extérieur de la tige, en **m**.

$D_i$  : Diamètre intérieur de la tige, en **m**.

### 3.7.2 Cas du flambage de la garniture de forage dans un puits

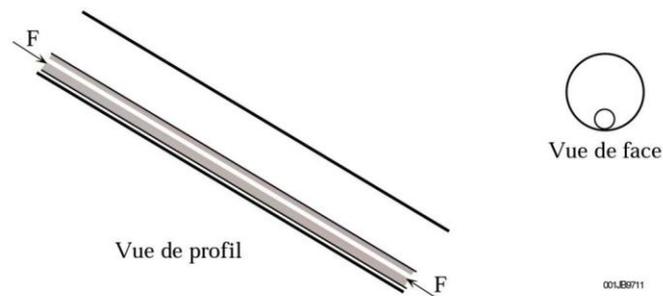
Dans un puits, la situation est différente du cas classique, car la garniture peut prendre appui sur les parois du puits. La valeur de la force de compression  $F$  applicable à un élément de la garniture de forage dépend du diamètre du puits et de l'inclinaison.

Le flambage de la garniture de forage peut causer une série de problèmes, notamment :

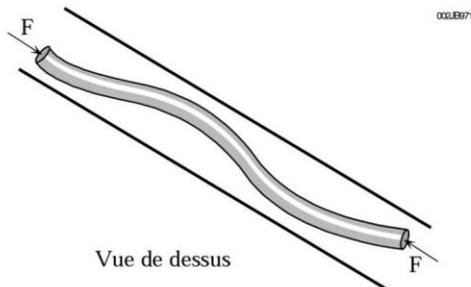
- Changements de l'angle d'attaque de l'outil, ce qui entraîne des difficultés de contrôle de la trajectoire.
- frottements importants dans le puits.
- Réduire ou même éliminer le poids sur l'outil.
- augmentation de l'usure des tubulaires (garniture et tubages). [10]

Il est important de savoir quelle valeur de  $F$  provoque le flambage de la garniture de forage, connaître la valeur de  $F$  qui provoque le flambage de la garniture de forage est crucial pour éviter les problèmes mentionnés précédemment. Cette valeur dépend de plusieurs facteurs, tels que le diamètre du puits, l'inclinaison et la rigidité de la garniture.

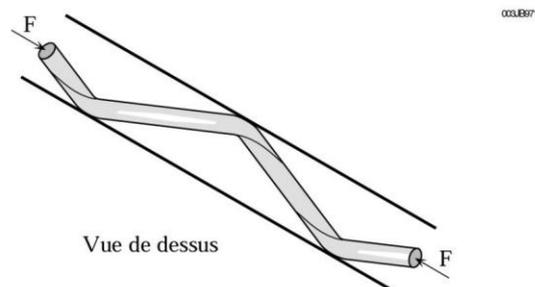
Lorsqu'un train de tiges est soumis à des charges de compression croissantes, il subira plusieurs étapes dans les configurations. La première étape, appelée flambage sinusoïdal, se produit pour une certaine valeur de force de compression  $F_{fl\sin}$ . À cette valeur de force, le train de tiges commence à subir une déformation instable (le train de tige reprend sa forme initiale une fois que la force axiale devient inférieure à  $F_{fl\sin}$ , ce qui conduit à une colonne de forage prenant une forme d'onde sinusoïdale, s'enroulant d'avant en arrière le long du puits de forage. Pendant cette première étape, les frottements des trains de tige contre la paroi du puits ne changent que légèrement, car les forces de contact entre les tiges et le puits sont pratiquement inchangées. Cependant, à mesure que la charge de compression augmente, le train de tiges peut subir d'autres étapes de déformation. [10] [1]



$F < F_{fl\sin}$  — Il n'y a pas de flambage de la garniture.  
La garniture repose sur la génératrice inférieure



$F \geq F_{fl\sin}$  — Il y a flambage sinusoïdal de la garniture.  
La garniture repose sur la partie inférieure du trou



$F = F_{fl\text{hel}}$  — Il y a flambage hélicoïdal de la garniture.  
La garniture prend la forme d'une hélice, elle prend appui sur toute la surface du puits

Figure 3-10 : Flambage de la garniture dans un puits [10]

Si les charges de compression sur le train de tiges sont encore augmentées, une deuxième étape de déformation appelée flambement hélicoïdal peut se produire. Cette étape se produit lorsque la valeur de la force de compression atteint  $F_{flhel}$ , ce qui amène le train de forage à remonter les côtés du puits de forage sous la forme d'une hélice. Lors de cette étape, l'augmentation de la surface de contact avec la paroi du puits augmente très rapidement le frottement entre le train de tiges et la paroi du puits. Pour maintenir le même poids sur l'outil, une charge axiale supplémentaire doit être appliquée sur le train de tiges, ce qui augmente encore davantage le frottement. [1] [10]

Si les charges de compression continuent d'être augmentées, la charge axiale peut être appliquée radialement sur les parois du puits, ce qui peut entraîner le blocage du train de tiges et l'incapacité de transmettre le poids sur l'outil (Phénomène de Lock Up). Cela peut entraîner des temps d'arrêt coûteux et des retards dans le forage. Il est donc important de surveiller attentivement la charge de compression sur le train de tiges et d'ajuster les paramètres de forage si nécessaire pour éviter les déformations et les défaillances associées. [1] [10]

Dans une analyse du flambage du coiled tubing, **J. Wu** a établi les relations suivantes [10] :

- Pour garniture se trouvant dans la partie verticale du puits :

$$F_{flsin} = 2.55 (E \cdot Ia \cdot K^2 \cdot P^2)^{\frac{1}{3}} \quad (3.18)$$

$$F_{flhel} = 5.55 (E \cdot Ia \cdot K^2 \cdot P^2)^{\frac{1}{3}} \quad (3.19)$$

- Pour la garniture se présentant dans la partie inclinée du puits :

$$F_{flsin} = 2 \left( \frac{E \cdot Ia \cdot K \cdot P \cdot \sin i}{r} \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{K \cdot P \cdot \cos i}{2} \left( \frac{r \cdot \pi^4 \cdot E \cdot Ia}{K \cdot P \cdot \sin i} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.20)$$

Le terme  $\frac{K \cdot P \cdot \cos i}{2} \left( \frac{r \cdot \pi^4 \cdot E \cdot Ia}{K \cdot P \cdot \sin i} \right)^{\frac{1}{4}}$  est négligeable. En ne tenant pas compte de ce terme, la relation devient :

$$F_{flsin} = 2 \left( \frac{E \cdot Ia \cdot K \cdot P \cdot \sin i}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.21)$$

La force produisant le flambage hélicoïdal est donnée par :

$$F_{flhel} = 2(2\sqrt{2} - 1) \left( \frac{E \cdot I_a \cdot k \cdot P \cdot \sin i}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.22)$$

Pour la garniture se trouvant dans la partie horizontale du puits :

$$F_{flsin} = 2 \left( \frac{E \cdot I_a \cdot k \cdot P}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.23)$$

Et

$$F_{flhel} = 2(2\sqrt{2} - 1) \left( \frac{E \cdot I_a \cdot k \cdot P}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.24)$$

**E** : module de Young en **Pa**,

**F<sub>flsin</sub>** : Force à appliquer au revêtement pour produire le flambement sinusoïdal, en **N**,

**F<sub>flhel</sub>** : Force à appliquer au revêtement pour produire le flambement hélicoïdal, en **N**,

**I<sub>a</sub>** : Moment d'inertie de la section, en **m<sup>4</sup>** ,

**P** : Masse linéique dans l'air de l'élément de garnissage considéré, en **N/m**,

**k** : Facteur de flottabilité,

**i** : Inclinaison du puits mesurée par rapport à la verticale, en degrés,

**r** : Jeu radial entre le trou et le scellement, en **m**,

$$r = \frac{D_t - D_e}{2}$$

**D<sub>t</sub>** : Diamètre du trou, en **m**,

**D<sub>e</sub>** : Diamètre extérieur du joint, en **m**.

### 3.7.2.1 Facteur de flottabilité

Le facteur de flottabilité **k** est défini par [10] :

$$k = 1 - \frac{\rho_f}{\rho_a} \quad (3.25)$$

**k** : Coefficient de flottabilité,

$\rho_f$ : Masse volumique du fluide contenu dans le puits, en  $\text{kg} / \text{m}^3$ ,

$\rho_a$ : Masse volumique de l'acier, en  $\text{kg} / \text{m}^3$ .

Il permet de calculer directement le poids apparent d'une garniture dans un fluide de densité  $d_f$  (voir formulaire du foreur - Facteur de flottabilité, Poussée d'Archimède). Le poids apparent d'une garniture dans la boue est égal au poids réel de cette garniture dans l'air multiplié par le coefficient de flottabilité **k**. [10]

Nous avons pour une garniture en acier :

$$\mathbf{k} = \mathbf{1} - \frac{\mathbf{d}_f}{\mathbf{7,85}} \quad (3.26)$$

$d_f$ : Densité du fluide,

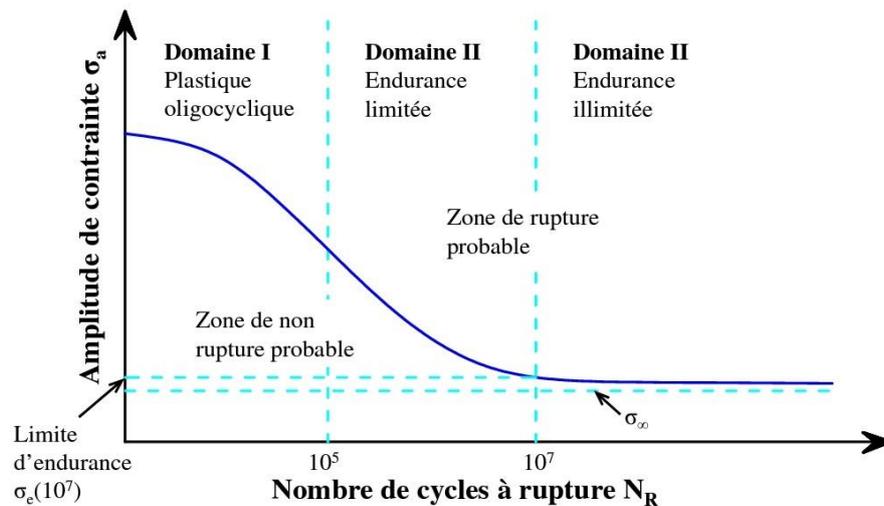
**7.85** : Densité de l'acier.

### 3.8 Fatigue des tiges de forage

Lorsque les composants du train de tiges sont soumis à des contraintes cycliques pendant un certain temps, des dommages par fatigue des tiges de forage se produiront. En principe, les dommages dus à la fatigue ne se produisent que lorsque le train de tiges est tourné alors qu'il est courbé axialement. L'amplitude de la contrainte est directement proportionnelle au degré de courbure (dog-leg) où se trouve le train de tiges. Le plus souvent, elles sont imposées par le système de forage lui-même pour pouvoir suivre la trajectoire de forage requise, Mais parfois des courbures dans la trajectoire peuvent être accidentelles lors de traversées de roches hétérogènes. [1] [4]

#### 3.8.1 Les différentes causes de la fatigue des tiges de forage

- La rotation de la tige dans une section courbée du puits dans laquelle il y a une courbure (dog-leg) entraîne une charge cyclique de type flexion, qui peut causer des dommages à la tige à long terme en raison de la fatigue. La courbe S-N pour le train de tiges particulier peut être utilisée pour trouver la durée de vie en fatigue pour toute contrainte de flexion donnée. Idéalement, la contrainte de flexion induite par la courbure doit être maintenue en dessous des limites de contrainte d'endurance de la fatigue pour que le train de tiges puisse avoir un nombre illimité de rotations.
- Les tiges de forage sont également soumises à une charge de tension élevée près de la surface, l'effet de la charge axiale doit être pris en compte dans l'analyse de fatigue, donc il est important de surveiller la contrainte de flexion sur la tige lorsqu'elle est en rotation dans une section courbée du puits, et de prendre des mesures pour réduire cette contrainte si nécessaire. Des solutions telles que l'utilisation de tiges de plus grande taille ou de matériaux plus résistants peuvent aider à réduire la contrainte de flexion et à prolonger la durée de vie de la tige. [1]



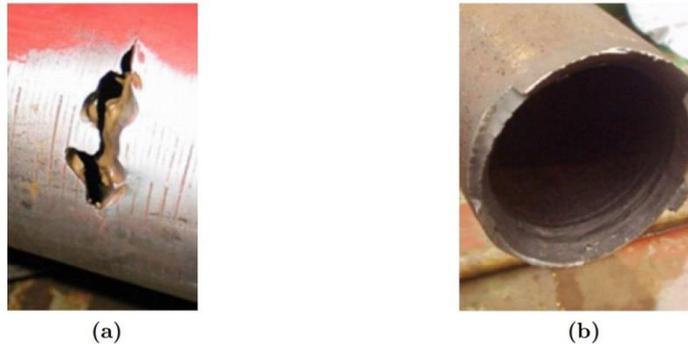
**Figure 3-11** : Représentation schématique d'une courbe de Wöhler [6]

- L'application d'un poids supérieur à ce que le train de tiges peut supporter peut entraîner des dommages importants aux tiges de forage. Lorsque les tiges de forage sont surchargées, elles peuvent flamber, c'est-à-dire qu'elles se courbent et se plient sous la pression. En outre, la rotation de la tige de forage en flambage ou en compression donne lieu à un chargement cyclique de type flexion, ce qui peut provoquer des dommages de fatigue dans les tiges de forage. Ces dommages de fatigue peuvent s'accumuler au fil du temps et entraîner des ruptures imprévues des tiges de forage. [3] [4]
- En plus du flambage, les vibrations peuvent également causer des dommages de fatigue sur le train de tiges en induisant des contraintes de flexion cycliques répétées. L'amplitude de la contrainte de flexion induite par les vibrations est souvent beaucoup plus élevée que celle induite par la courbure du puits (dog leg) et il est important de noter que la courbure du puits et les vibrations peuvent interagir les unes avec les autres pour causer des dommages encore plus importants dans les tiges de forage.

Les charges d'impact élevées créées par les vibrations peuvent entraîner une défaillance de fatigue, comme le Twist-Off et le Wash Out, qui sont des types de rupture des tiges de forage. Malheureusement, l'analyse de fatigue conventionnelle utilisant la courbe S-N n'est pas applicable pour les défaillances liées aux vibrations. Donc pour éviter les défaillances liées aux vibrations, il est donc essentiel d'atténuer les vibrations de forage. Cela peut être accompli en utilisant des outils de forage optimisés pour réduire les vibrations, en ajustant la vitesse de rotation et le poids sur le train de tiges. [1]

Les fissures de fatigue peuvent se produire sur la surface extérieure de la tige car c'est là où la contrainte de flexion est la plus élevée, notamment lorsqu'elle est soumise à des charges cycliques répétitives. Les piqûres de corrosion, les entailles et autres défauts du matériau peuvent également agir comme des points faibles, facilitant l'amorçage et la propagation des fissures de fatigue. En outre, les fissures de fatigue peuvent également se produire sur la surface intérieure de la tige en raison de la concentration de contraintes, surtout si des défauts existent dans la structure interne de la tige. [4]

Lorsqu'une tige de forage affaiblie ou usée est soumise à des chargements cycliques, cela peut entraîner la formation de fissures. Celles-ci peuvent ensuite se développer le long de l'épaisseur de la garniture. Lorsqu'une fissure se développe dans la paroi d'un puits de forage, le fluide de forage sous haute pression peut pénétrer dans la fissure et commencer à l'éroder. Si l'érosion continue, elle peut élargir la fissure et entraîner la formation d'un trou ou d'un élargissement localisé, appelé "washout". Par conséquent, la présence du washout dans une tige de forage peut augmenter le risque de rupture par fatigue en réduisant la résistance et l'intégrité de la tige. [4]



**Figure 3-12 :** (a) Wash-out , (b) Twist-off [6]

Lorsqu'une fissure se développe dans la paroi d'un puits de forage et que l'érosion corrosive continue de l'aggraver, la section droite restante peut ne plus être suffisante pour supporter les charges en service. Si la charge augmente et dépasse la capacité de la section droite restante, la garniture peut casser, ce qui est également connu sous le nom de "twist-off".

### 3.8.2 Courbure maximale acceptable pour les tiges (dog leg severity)

La courbure maximale (dog leg severity) que les tiges de forage peuvent supporter est essentielle pour éviter des dommages prématurés à la garniture de forage et prolonger la durée de vie des tiges de forage. La courbure maximale acceptable dépend de nombreux facteurs, tels que le poids de la garniture sous le dog leg, la déviation du puits, la dimension des tiges, la nature des formations traversées, etc.

Si la courbure (dog leg) est plus grande que les valeurs autorisées, cela peut entraîner une fatigue excessive des tiges de forage et une diminution de leur durée de vie. Pour éviter cela, il peut être nécessaire de reforer à l'aide d'un train de tiges plus rigide pour obtenir une courbure plus douce à cet endroit du puits. Cependant, si le re-forage ne donne pas le résultat escompté en raison de formations consolidées ou d'autres facteurs, une nouvelle trajectoire de forage avec une garniture de forage plus rigide peut être nécessaire pour obtenir la courbure souhaitée. [10]

Une méthode a été développée (**Lubinski et Nicholson**) pour déterminer la valeur maximale de la courbure pour les tiges de forage.

Pour calculer cette valeur, nous utilisons les formules suivantes [10]:

$$C = \frac{4325000}{\pi} \cdot \frac{\sigma_{fmax}}{E \cdot D_e} \cdot \frac{\tanh(I \cdot K)}{(I \cdot K)} \quad (3.27)$$

Avec  $K = \sqrt{\frac{P}{E \cdot I_a}}$

**C** : Courbure maximale acceptable pour une tige, en ° / 100 ft,

$\sigma_{fmax}$  : Contrainte de flexion maximale admissible pour la tige considérée, en **psi**,

**E** : Module d'élasticité ou module d'**Young**, en **psi** (29.106 à 32.106 psi pour l'acier utilisé dans la fabrication des tiges),

$D_e$  : Diamètre extérieur du corps des tiges, en **pouces**,

**tanh** : Fonction tangente hyperbolique,

**I** : Demi-distance entre les épaulements des deux joints d'outil de la tige, en **pouces** ( $l=180''$  soit **4.6m** pour les cannes gamme II),

**P** : Poids dans la boue de la doublure située sous le dog leg, en **livres**,

**Ia** : Moment d'inertie de la tige, en (**pouces**)<sup>4</sup>.

### 3.9 La contrainte de flexion maximale

La contrainte de flexion maximale admissible  $\sigma_{fmax}$  est déterminée en fonction de la contrainte axiale  $\sigma_a$  appliquée à la tige se trouvant face au dog leg.

$$\sigma_a = \frac{P}{A} \quad (3.28)$$

**A** : Section du corps de la tige, en (**pouces**)<sup>2</sup>

- Pour les tiges de grade E, la valeur de  $\sigma_{fmax}$  est donnée par la formule suivante :

$$\sigma_{fmax} = 19500 - \left(\frac{10}{67} \cdot \sigma_a\right) - \frac{0.6}{(670)^2} (\sigma_a - 33500)^2 \quad (3.29)$$

Cette formule est valable pour les valeurs de  $\sigma_a$  inférieures à 67 000 psi.

Pour les tiges de grade S, la valeur de  $\sigma_{fmax}$  est donnée par la formule suivante :

$$\sigma_{fmax} = 20000 \left(1 - \frac{\sigma_a}{145000}\right) \quad (3.30)$$

Cette formule est valable pour les valeurs de  $\sigma_a$  inférieures à 133 400 **psi**.

CHAPITRE

IV

MODÉLISATION ET SIMULATION PAR  
LOGICIEL WELLPLAN

## 4. Modélisation et simulation par logiciel WellPlan

### 4.1 Introduction

Après avoir analysé des différentes contraintes appliquées sur les tiges de forage dans le chapitre précédent, nous avons réalisé une étude de cas en utilisant le logiciel WellPlan. Il propose une gamme de modules et d'outils couvrant différents aspects de l'ingénierie des puits. Parmi ces aspects, on retrouve la planification des puits, les opérations de forage, la stabilité du puits, la conception des tubages, le cimentage, l'intégration des données et la collaboration. Cette suite logicielle permet aux ingénieurs d'incorporer des données géologiques et techniques, de visualiser les opérations de forage en temps réel, d'analyser la stabilité du puits et d'optimiser la conception des tubages et les opérations de cimentage, pour réduire les risques et améliorer la prise de décisions tout au long du cycle de vie du puits.

Ce chapitre se concentre sur une étude de cas spécifique, en utilisant WellPlan pour l'opération de Back-reaming (l'alésage arrière de puits). L'objectif de cette étude de cas est d'analyser la répartition des différentes contraintes sur le train de tiges pendant l'opération de Back-reaming. L'analyse des données obtenues grâce à WellPlan nous permettra d'identifier les zones du train de tiges soumises à des contraintes élevées et d'évaluer leur impact sur l'efficacité opérationnelle et l'intégrité du puits lors de l'opération de Back-reaming. Ces informations seront précieuses pour optimiser la conception du train de tiges, ajuster les paramètres opérationnels et améliorer les performances globales du puits.

### 4.2 Présentation de la zone d'étude

Cette étude a été réalisée à partir de données recueillies lors du forage du trou 16" de diamètre, l'objectif de forer cette formation est :

- Forage jusqu'au repère 2485m dans la formation Lias Anhydritique.
- Les formations réservoirs ont été recouvertes d'un tubage 13 3/8" de diamètre, couvrant de 525 m à 2485 m.
- Les paramètres de forage et coupe lithologique relatifs à cette section de forage sont présentés aux tableaux en-dessous.

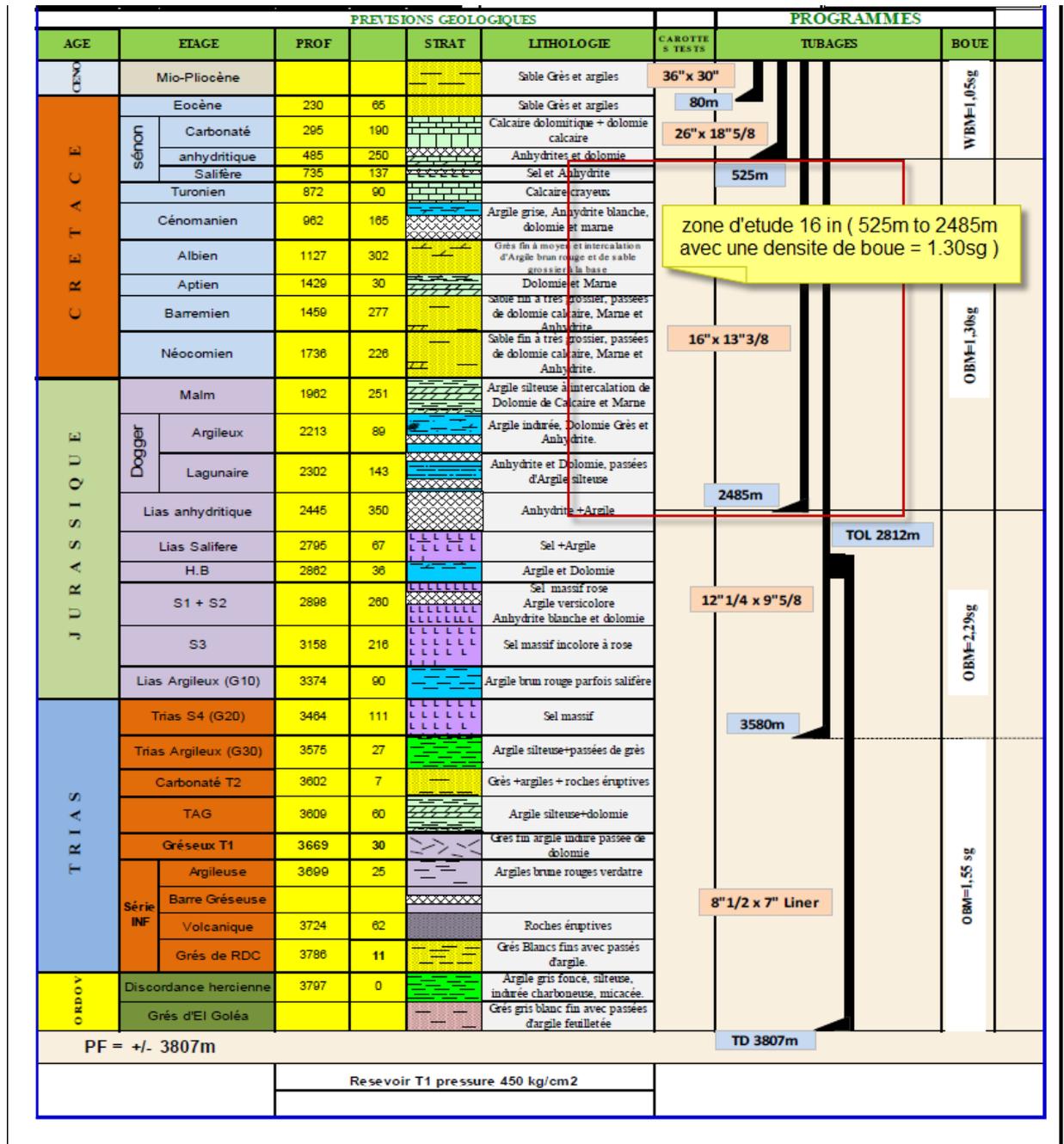


Figure 4-1 : Coupe lithologique de la zone d'étude

## 4.2.1 Programme de forage pour la phase 16"

### 4.2.1.1 Programme d'outil

Tableau 4-1 : Programme d'outil pour la phase 16" du puits

HOLE SIZE	FIRST RUN (523m à 1532m)	SECOND RUN (1532m à 2474m)
16"	PDC Bit Type: TFF913S, SN° E253342	PDC Bit Type: T609F SN°5298962

### 4.2.1.2 Composition de BHA

La composition du BHA varie en fonction de la profondeur de forage, le tableau 4-2 ci-dessous présente la composition du BHA entre 525m et 2485m, en fournissant les diamètres externes et internes, les longueurs et les poids de chaque composant.

Tableau 4-2 : Composition de BHA pour la phase 16" du puits

Section Type	Nbr of Joints	OD	ID	Length	Weight	Bouy Wt.	Cuml Bouy Wt	Cuml Length	
		(in)	(in)	(m)	(kg/m)	(t)	(t)	(m)	
Drill Pipe 21.90# G105	240	5,500	4,778	2232,00	37,51	69,84	113,61	2485,00	
Heavy Weight	6	5,500	3,250	55,80	86,45	4,02	43,76	253,00	
XO	1	8,000	2,810	1,00	223,11	0,19	39,74	197,20	
Drill Collar	2	8,000	2,810	18,60	223,11	3,46	39,55	196,20	
Drilling Jar	1	8,000	2,810	9,30	223,11	1,73	36,09	177,60	
Drill Collar	15	8,000	2,810	139,50	223,11	25,96	34,36	168,30	
X/O	1	9,500	3,000	1,00	323,11	0,27	8,40	28,80	
Drill Collar	1	9,500	3,000	9,30	323,11	2,51	8,13	27,80	
Stabilizer 15-15/16"	1	9,500	3,000	1,60	403,88	0,54	5,62	18,50	
Drill Collar	1	9,500	3,000	9,30	323,11	2,51	5,08	16,90	
Stabilizer 15-15/16"	1	9,500	3,000	1,60	403,88	0,54	2,58	7,60	
Short Drill Collar	1	9,500	3,000	4,00	323,11	1,08	2,04	6,00	
NB Stabilizer 15-15/16"	1	9,500	3,000	1,60	403,88	0,54	0,96	2,00	
Bit	1	16,000	NA	0,40	NA	0,42	0,42	0,40	
Mud Weight sg.	1,30							Bouyance = 0,834	

## 4.2.1.3 Programme de boue

Tableau 4-3 : Programme de boue pour la phase 16" du puits

Propriété	16" Section
Mud type	Avoil DS.IE.70
MWsg	1,30
Yield Point	24-18
HP HT Filtrate	< 10
EST MV	> 600
O/W Ratio	70/30 - 93/07
LGS %	< 5

Les caractéristiques mécaniques de la tige de forage 5,5" G105, telles que la limite élastique, le module de Young, la résistance à la traction et la limite d'endurance, fournissent des informations essentielles sur sa résistance et sa performance dans des conditions de forage spécifiques. Le tableau ci-dessous présente ces caractéristiques en détail.

Tableau 4-4 : Caractéristique mécanique des tiges de forage utilisé

Phase	Tige de forage 5 ½ "
Grade	G105
Limite d'élasticité (MPa)	724
Résistance à la traction (MPa)	931
Module d'Young (MPa)	206896
La limite de fatigue ou endurance(MPa)	137,89

### 4.2.2 Calcul des différentes forces maximale pour la tige de forage 5 ½" 21.9# G105 IEU

Les forces maximales qu'une tige de forage que peut supporter sont essentielles pour garantir des opérations de forage sûres et efficaces, le tableau 4-6 ci-dessous présente les valeurs spécifiques des forces maximales pour la tige de forage de classe S 5,5" de grade G105.

**Tableau 4-5 :** Calcul des différentes forces maximale pour la tige de forage de classe S 5 ½" 21.9# G105 IEU

Les différentes forces	Drill pipe 5 ½" 21.9# G105 IEU (Classe S)
La force de traction maximale $T_{max}$ (t)	219.03
Le moment de torsion maximal $M_{max}$ (N.m)	75697.53
Pression intérieure maximale $P_{imax}$ (MPa)	76
Pression extérieure maximale $P_{emax}$ (MPa)	47.26

### 4.3 Calcul théorique des forces et des contraintes

- Calcul du poids de la garniture dans la boue :

$$P = K \cdot (m_{BHA}) = 0,834 \cdot (137,35) = 114,54 \text{ t}$$

- Calcul de la force exercé lors d'opération de back-reaming :

T = poids de la garniture dans la boue + Force de tirage

$$T = 114,54 + 100 = 214,54 \text{ t} = 2103918 \text{ N}$$

#### 4.3.1 Calcul de la contrainte de traction

$$\sigma = \frac{T}{S} = \frac{2103918}{2965,5} = 709,44 \text{ MPa} = 102897 \text{ psi}$$

$$\varepsilon = \left[ \frac{\sigma_{théorique} - \sigma_{numérique}}{\sigma_{théorique}} \right] \times 100 = 0,69\%$$

$\varepsilon = 0,69\%$  , erreur entre le calculé numérique et théorique, nous remarquons que

$$\varepsilon < 5\%$$

**Note :** Les normes de l'API (American Petroleum Institute) définissent la classe supérieure des tiges. Cette classe concerne les tiges qui se distinguent principalement par une section calculée prenant en compte une usure uniforme réduisant l'épaisseur de 20%.

#### 4.3.2 Calcul de la contrainte de torsion

$$\tau = \frac{M}{\left(\frac{J}{R_e}\right)} = \frac{20815}{\left(\frac{1,232 \times 10^{-5}}{0,068}\right)} = 114,9 \text{ MPa} = 16664 \text{ psi}$$

#### 4.3.3 Calcul de la contrainte circonférentielle (Hoop Stress)

$$\sigma_h = \frac{(P_i - P_e) \cdot D}{2t} = \frac{(0,58) \cdot 121,36}{14,67} = 4,7 \text{ MPa} = 681 \text{ psi}$$

#### 4.3.4 Calcul de la contrainte de flexion

La contrainte de flexion corrigée par le facteur d'amplification de la contrainte de flexion se détermine comme suit [21] :

$$\sigma_{flex} = \frac{r_0 E \delta B_{BMSF}}{68754,9}$$

$r_0$  : Rayon extérieur de la tige de forage, tel que modifié par la classe de la tige

$\delta$  : Courbure du puits comme gravité du dog leg (degré/30m)

**BMSF** : Facteur d'intensité de la contrainte de flexion (Bending stress magnification factor)

$$r_0 = 0,068 \text{ m}$$

$$\delta = (1^\circ/30\text{m})$$

$$B_{BMSF} = 1$$

$$E = 206 \text{ GPa}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{0,068 \times 206 \times 10^9 \times 1}{68754,5} = 0,20 \text{ MPa} = 29,01 \text{ psi}$$

#### 4.3.5 Calcul de la contrainte de Von Mises

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(709,44^2 + 0,20^2) + 3(114,9^2 + 4,7^2)} = 736,87$$

MPa = 106873,9 *psi*

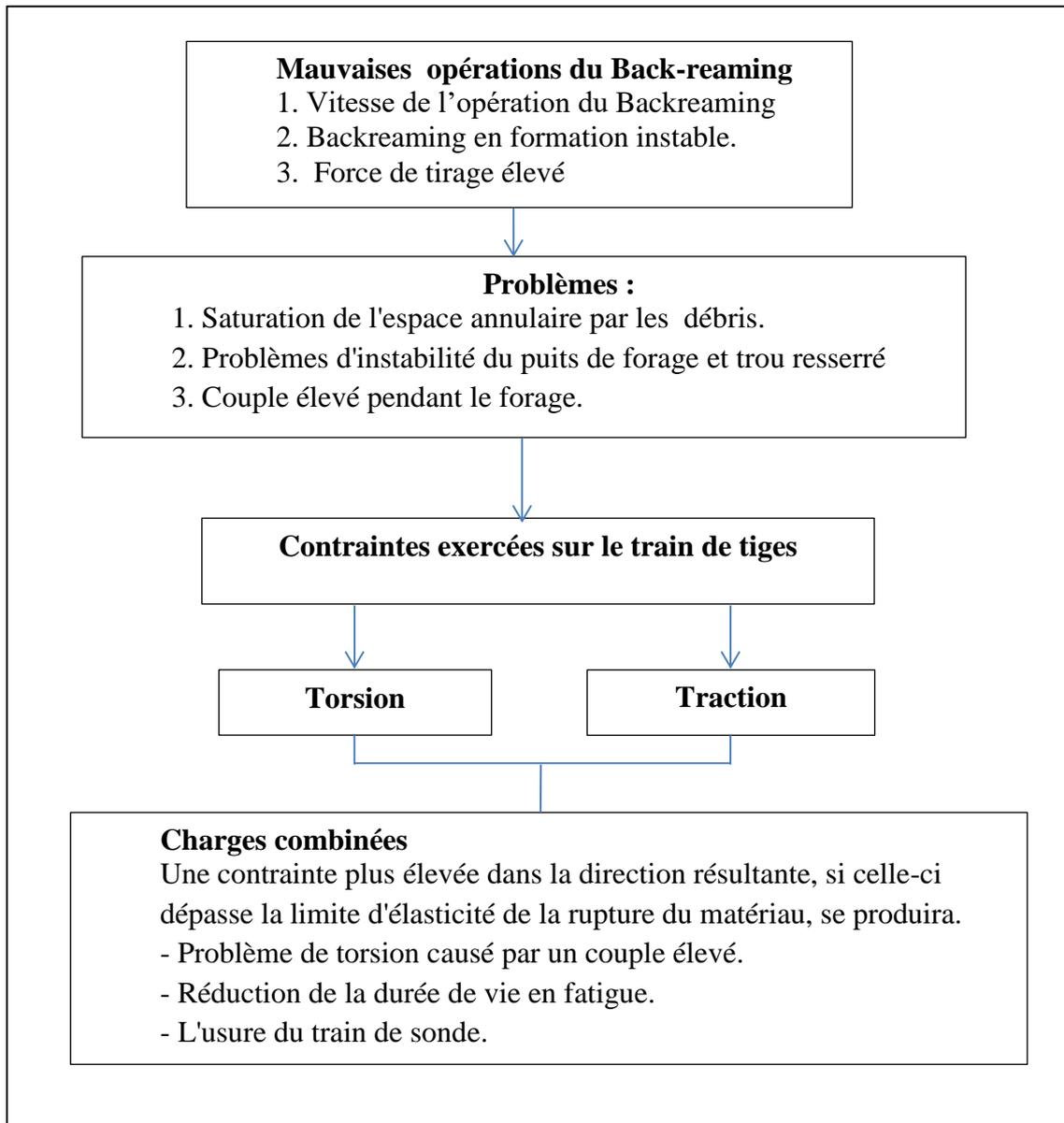
$$\varepsilon = \left[ \frac{\sigma_{théorique} - \sigma_{numérique}}{\sigma_{théorique}} \right] \times 100 = 0,1\%$$

#### 4.4 Répartition des contraintes dans la garniture pendant les opérations de Back-reaming

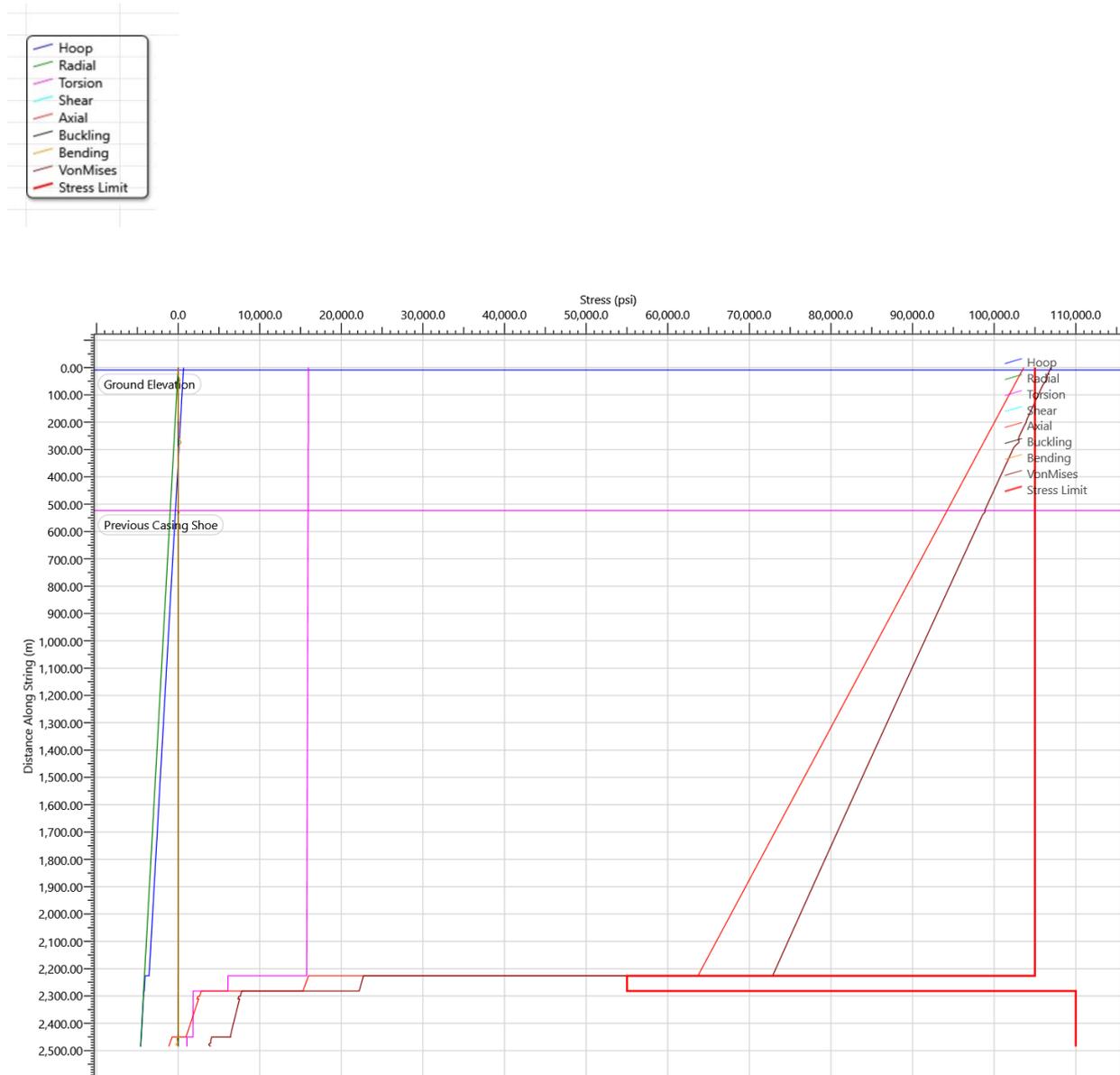
Le back-reaming est en effet une technique de forage utilisée pour augmenter le diamètre d'un trou. Elle consiste à faire passer un outil de forage, appelé back-reamer, à travers le trou existant en sens inverse pour élargir sa taille. Cette méthode est souvent utilisée pour remédier à des problèmes tels que des conditions défavorables dans le trou, des obstructions ou des outils de forage coincés. L'objectif principal du back-reaming est de faciliter le dégagement de l'outil de forage en élargissant le trou. Cela permet de réduire les risques de coincement et de faciliter le passage du fond de trou (BHA) lors des opérations de forage.

Cependant, il est important de noter que si le back-reaming n'est pas effectué correctement, cela peut entraîner des problèmes de stabilité dans le trou de forage. L'élargissement du trou peut rendre les parois moins stables, ce qui peut entraîner des effondrements ou des instabilités supplémentaires. Cela peut également augmenter la densité de circulation équivalente (ECDs), c'est-à-dire la pression exercée par le fluide de forage sur les parois du trou. Une ECD élevée peut rendre le forage plus difficile et augmenter le risque de coincement des tiges ou de formation de boues.

Pour éviter ces problèmes, il est essentiel de prendre en compte les conditions du trou, la résistance des parois et d'utiliser les bons paramètres de forage lors du back-reaming. Une planification minutieuse, une évaluation des risques et une surveillance constante pendant l'opération de forage sont nécessaires pour minimiser les complications potentielles. [4]



**Figure 4-2 :** Les charges exercées sur le train de tiges dues au Back-reaming [4]



**Figure 4-3** : Répartition des contraintes dans la garniture pendant les opérations de Back-reaming

Dans cette étude, l'objectif est d'évaluer la nocivité des contraintes, telles que les charges de traction et de torsion, qui affectent le train de tiges lors de l'opération de back-reaming. L'idée est d'avoir une meilleure compréhension de la répartition de ces contraintes le long du train de tiges de forage, ce qui permettra d'optimiser la conception des trains de tiges pour garantir leur sécurité

Pour commencer, il est crucial de déterminer les contraintes qui affectent le train de tiges. Pour ce faire, des analyses et des calculs ont été effectués en se basant sur les charges appliquées lors de l'opération de back-reaming. Les résultats de ces analyses ont été présentés dans la Figure 4-3, montrant la distribution des contraintes le long du train de tiges. Les charges de traction et de torsion sont particulièrement importantes à prendre en compte, car ce sont elles qui affectent le plus le train de tiges. En se basant sur les résultats de cette analyse, il est possible de sélectionner les parties principales du train de tiges qui sont capables de supporter ces charges en toute sécurité. Cela peut impliquer de renforcer certaines parties du train de tiges ou d'utiliser des matériaux plus résistants pour assurer la fiabilité et la durabilité de l'ensemble du système.

Il convient de mentionner que la force de tirage dans l'opération de Back-reaming est de 100 tonnes. Cette force s'ajoute à la force de traction ou de tension appliquée au train de tiges pendant l'opération de Back-reaming. La magnitude élevée de la force de tirage exercée sur le train de tiges peut contribuer aux contraintes importantes auxquelles les tiges de forage sont soumises. Cela peut aggraver les déformations des tiges de forage, ce qui peut conduire à une défaillance permanente dans les tiges.

Les tableaux ci-dessous illustrent la distribution de ces contraintes le long de train de tiges ainsi que les charges sur les tiges de forage dues aux contraintes cycliques à des profondeurs comprises entre 0m et 802m.

**Tableau 4-6 : Répartition des forces dans la garniture pendant les opérations de Back-reaming**

Profondeur (m)	Composant	Pression intérieure (psi)	Pression extérieure (psi)	Axial Force	Drag (tonne)	Torque (ft-lbf)	Flambement Sinusoïdal (tonne)	Flambement Hélicoïdal (tonne)
				Buoyancy (E. Tension) (tonne)				
0	DP	84,46	0	215,39	-0,31	15353,8	-1,67	-2,37
36,57	DP	151,93	67,62	214,24	-0,3	15353,8	-1,67	-2,37
63,87	DP	202,53	118,34	213,37	-0,3	15353,8	-1,67	-2,37
100,36	DP	270	185,97	212,22	-0,3	15353,8	-1,67	-2,37
127,73	DP	320,61	236,69	211,35	-0,29	15353,8	-1,67	-2,37
136,86	DP	337,47	253,59	210,86	-0,29	15321,4	-1,67	-2,37
319,33	DP	674,83	591,72	204,09	-0,28	15321,4	-1,67	-2,37
419,69	DP	860,37	777,69	202,11	-0,27	15321,4	-1,67	-2,37
520,05	DP	1045,91	963,65	198,94	-0,25	15321,4	-1,67	-2,37
620,42	DP	1231,46	1149,75	195,77	-0,24	15303,6	-1,78	-2,52
802,89	DP	1568,81	1488,11	190	-0,22	15284,8	-1,78	-2,52

Tableau 4-7 : Les détails de contraintes pour l'opération de back-reaming

Profondeur (m)	Composant	Hoop Stress (psi)	Radial Stress (psi)	Torsional Stress (psi)	Shear Stress (psi)	Axial Stress (psi)	Flambage Stress (psi)	Contrainte de flexion (psi)	Von Mises Stress (psi)	Von Mises Ratio	Fatigue Ratio	Limite élastique (psi)
0	DP	658,9	0	15967,5	0	103617,2	0	30,1	106956,9	1,019	0,093	105000
36,57	DP	590	-67,6	15967,5	0	102962,4	0	114,4	106471,9	1,014	0,266	105000
63,87	DP	538,4	-118,3	15967,5	0	102471,4	0	17,2	105953,3	1,009	0,034	105000
100,36	DP	469,6	-186	15967,5	0	101816,6	0	17,3	105387,4	1,004	0,028	105000
127,73	DP	417,9	-236,7	15967,5	0	101325,6	0	17,4	104990	1	0,025	105000
136,86	DP	400,7	-253,6	15967,5	0	101161,9	0	17,5	104821,6	0,998	0,024	105000
319,33	DP	56,6	-591,7	15933,8	4,9	97888,2	0	14,2	101977,1	0,971	0,011	105000
419,69	DP	-132,7	-777,7	15933,8	4,9	96087,7	0	14,4	100425,5	0,956	0,009	105000
520,05	DP	-322	-963,7	15933,8	0	94287,2	0	21,1	98882,2	0,942	0,012	105000
620,42	DP	-512,4	-1149,7	15915,3	4,9	92487,4	0	12,5	97318,3	0,927	0,006	105000
802,89	DP	-858,6	-1488,1	15895,8	4,9	89215,1	0	12,7	94502,4	0,9	0,005	105000

D'après le résumé des charges présenté dans les tableaux précédents, il semble effectivement que le train de tiges soit soumis à une défaillance due à des contraintes excessives dépassant la limite élastique 100% des tiges de forage entre 0m et 127m. Cette défaillance est attribuée à l'opération de Back-reaming, qui entraîne des charges cycliques sur les tiges de forage en raison de la rotation avec une force de tirage élevée de 100t.

Les dommages causés par cette défaillance des tiges de forage se produisent dans des conditions de charge cycliques en raison de la rotation lors de l'opération. Selon les informations fournies dans le tableau 4-7, il est clair que la section de la tige peut se déformer en raison de l'effet combiné des contraintes de traction axiale, de torsion et de flexion alternée, ce qui entraîne un dépassement de la limite élastique des tiges de forage (105000 psi).

(Les efforts combinés se calculent par la formule suivante (Von Mises).L'API a choisi le critère de Von Mises comme critère de travail dans le domaine élastique. Dans la configuration d'effort de traction et torsion, la relation suivante est utilisée. [21]

$$\sigma^2 + 3\tau^2 \leq \sigma_{e \min}^2$$

$\sigma_{e \min}$ : Limite élastique minimale de l'acier utilisé, en Pa

$\sigma$ : Contrainte de traction, en Pa,

$\tau$ : Contrainte de torsion, en Pa.

$$\text{Von Mises ratio} = \frac{\text{Von Mises stress}}{\text{Yield strength}} \approx 1 \quad (4.1)$$

Le ratio de fatigue est le rapport entre la contrainte de flexion cyclique et la limite d'endurance

Le ratio de fatigue  $R_f$ , se détermine comme suit [21] :

$$R_f = \frac{\sigma_{flambage} + \sigma_{flex}}{\sigma_{fL}} \quad (4.2)$$

$\sigma_{flambage}$  : La Contrainte de flambage sur la paroi de la tige de forage en (MPa)

$\sigma_{flex}$  : La contrainte de flexion (MPa)

$\sigma_{fL}$  : La limite de Fatigue (MPa)

## 4.5 Conclusion

En conclusion, l'évaluation de la distribution des contraintes et des forces dans le train de tiges lors de l'opération de back-reaming a révélé des résultats significatifs. Les charges appliquées ont clairement dépassé la limite élastique des tiges de forage 5 ½" 21.9# G105 IEU (Classe S), entraînant une défaillance sous contraintes. Lors des opérations de back-reaming, il est essentiel de prendre en compte la charge de traction et le couple, car ce sont les points les plus importants qui affectent la performance et la résistance du train de tiges et la résistance du corps de la tige de forage aux efforts combinés est limitée par sa limite de tension.

Une surveillance et une inspection régulières du train de tiges pendant l'opération de back-reaming sont essentielles pour détecter tout signe de dommage ou de déformation excessive. Cela permettra de prendre des mesures correctives rapidement et de minimiser les risques de défaillance et de perte d'intégrité structurelle.

De plus, l'étude a également révélé les éléments suivants concernant le back-reaming :

- Toutes les contraintes du train de tiges sont sollicitées lors de l'opération de back-reaming, y compris les contraintes axiales causées par la tension, les contraintes de flexion dues à la courbure de l'ensemble de forage en fonction de la tortuosité du puits, ainsi que les contraintes de torsion résultant de la rotation.
- Le contact entre le train de tiges, les composants du BHA (Bottom Hole Assembly) et le puits de forage augmente la friction due à la tension et à la rotation, ce qui entraîne des forces latérales plus élevées.

Ces conclusions soulignent l'importance de prendre en compte les contraintes multiples (traction, flexion, torsion) et les forces latérales lors de la conception et de l'exécution des opérations de back-reaming. Des précautions doivent être prises pour minimiser l'usure, les défaillances et les situations indésirables, afin d'assurer une durée de vie optimale du train de tiges et de garantir la sécurité et l'efficacité de l'opération de forage

CHAPITRE

V

SIMULATION DE LA FISSURATION DE  
TIGE PAR ANSYS

## 5. Simulation de la fissuration de tige par ANSYS

### 5.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons nous concentrer sur l'étude d'une fissure semi-elliptique spécifique dans une tige de forage de grade G105 d'un diamètre de 5.5 pouces. Ayant déjà examiné les contraintes appliquées à cette tige dans le chapitre précédent, notre objectif principal est d'approfondir notre compréhension des fissures présentes dans cette tige spécifique. Nous examinerons les dimensions, la géométrie et les propriétés mécaniques de la fissure semi-elliptique afin d'évaluer son impact sur l'intégrité structurelle de la tige de forage.

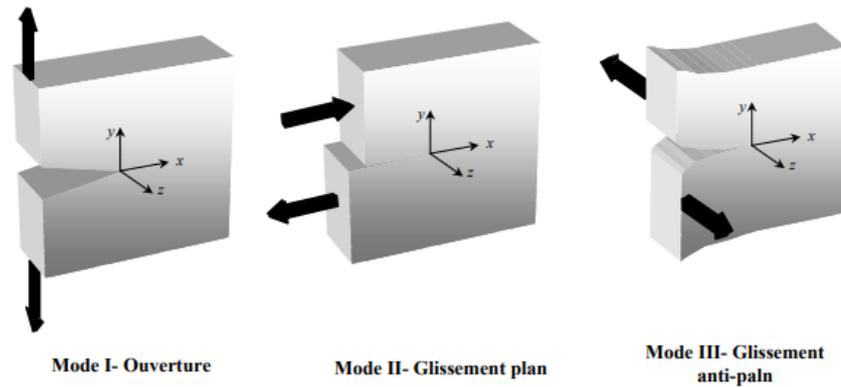
Dans cette étude, nous allons réaliser une analyse paramétrique de la fissure semi-elliptique dans la tige de forage. Nous allons étudier l'effet de la variation de la profondeur de la fissure ( $a$ ) en fonction de l'épaisseur de la tige ( $t$ ) et de la longueur de la fissure ( $c$ ) en fonction de la profondeur de la fissure ( $a$ ). Plus précisément, nous considérerons 4 profondeurs différentes pour la fissure : 20%, 40%, 60% et 80% de l'épaisseur de la tige, ainsi que trois longueurs différentes pour la fissure : 25%, 50% et 75% de la profondeur de la fissure. En faisant varier systématiquement ces paramètres, nous visons à évaluer leur influence sur la concentration de contrainte et l'intégrité structurelle de la tige de forage. Cette analyse paramétrique nous permettra d'obtenir des informations précieuses sur la criticité des différentes configurations de fissures et d'identifier les interactions entre les dimensions de la fissure et leur impact sur les performances de la tige.

Grâce à cette étude paramétrique, nous pourrions mieux comprendre l'impact des différentes dimensions de fissure sur le comportement de la tige de forage et proposer des mesures adaptées pour assurer sa fiabilité et sa durabilité.

### 5.2 Les modes de rupture et facteurs d'intensité de contrainte

La mécanique de la rupture est une discipline qui étudie le comportement des matériaux lorsqu'ils sont soumis à des charges qui peuvent conduire à la formation et à la propagation de fissures. L'objectif principal de la mécanique de la rupture est de développer des critères de ruine qui permettent de prédire la propagation des fissures et la rupture finale des matériaux, pour ce faire, il est essentiel de définir un facteur de charge approprié qui est lié à un problème donné. Ce facteur de charge est généralement calculé à partir de l'examen de l'état de contrainte et de déformation au voisinage du front de fissure. Il permet de quantifier l'intensité du chargement appliqué sur le matériau et de le comparer à un paramètre caractéristique du matériau utilisé. [9]

La mécanique de la rupture considère trois modes élémentaires de fissuration, connus sous le nom de modes I, II et III, qui décrivent les différentes configurations de chargement et de propagation des fissures.



**Figure 5-1 :** Les trois modes de rupture [9]

Les coefficients  $K_I$ ,  $K_{II}$  et  $K_{III}$  exprimés en  $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$  sont les facteurs d'intensité de contrainte (FIC) respectivement associés aux modes I, II et III de fissuration. Ces coefficients sont utilisés en mécanique de la rupture pour caractériser à la fois la géométrie de la fissure et la nature des sollicitations appliquées à celle-ci, le facteur d'intensité de contrainte représente l'intensité du champ de contrainte près du front de la fissure et permet d'estimer la sévérité d'une situation vis-à-vis du phénomène de fissuration. [9]



**Figure 5-2 :** Exemple de rupture de tige de forage [22]

### 5.3 Modèle de simulation numérique par ANSYS

Nous avons entrepris de réaliser une simulation en utilisant ANSYS, un puissant logiciel d'analyse par éléments finis. L'objectif principal de cette simulation est d'étudier le comportement de la tige de forage sous différentes conditions de chargement et à étudier l'amorçage et la propagation des fissures dans la structure, nous avons suivi plusieurs étapes clés pour mener à bien cette simulation. A partir de la liste des types d'analyses on choisit **Structure Statique**, il apparait une liste des données (Figure 5-3) on suit les étapes suivants :

1. **Engineering Data** : Rassemblez des données d'ingénierie pertinentes telles que les propriétés des matériaux, les dimensions et les conditions aux limites requises pour la simulation.
2. **Géométrie** : Développez un modèle 3D d'une tige de forage pour représenter la structure physique ou le système que vous souhaitez simuler.
3. **Maillage** : Générez un maillage en divisant la géométrie en petits éléments pour discrétiser le domaine de simulation. Cela permet à ANSYS de résoudre les équations fondamentales de manière numérique.
4. **L'application des charges** : Appliquez les forces, les charges ou les contraintes appropriées sur la tige de forage pour simuler les conditions réelles auxquelles il sera soumis.
5. **Résultats** : Exécutez la simulation et analysez les résultats obtenus. ANSYS fournit des outils pour visualiser et interpréter les résultats, tels que les déformations, les contraintes, les champs de température, etc.

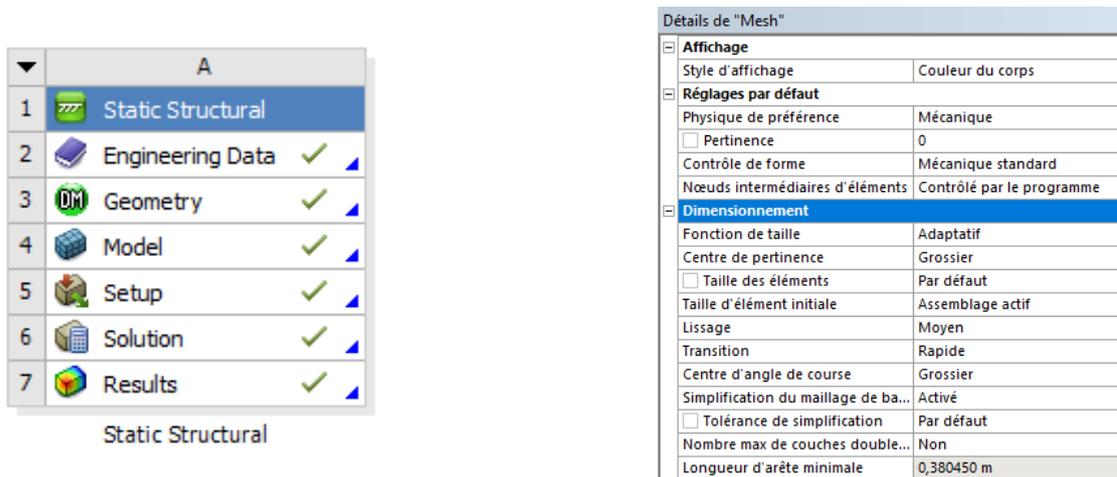


Figure 5-3 : Liste des données et Maillage

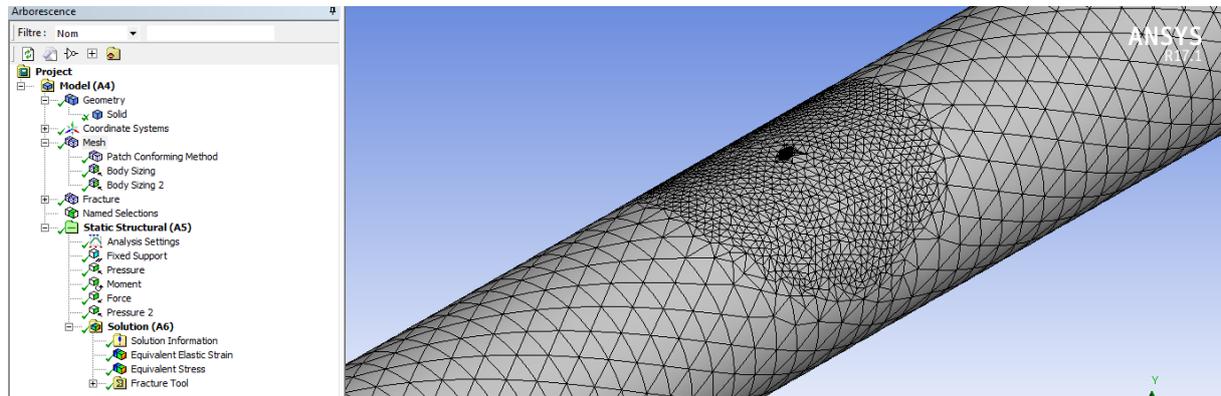


Figure 5-4 : Les conditions aux limites et efforts appliqués

### 5.4 Contrainte de Von Mises sans fissure

La contrainte de Von Mises avant l’insertion de la fissure dans la tige avec les différentes forces appliquées telles que :

- Le moment de torsion = 20815 N.m
- La pression intérieure = 582331 Pa
- La force de traction = 2112200 N

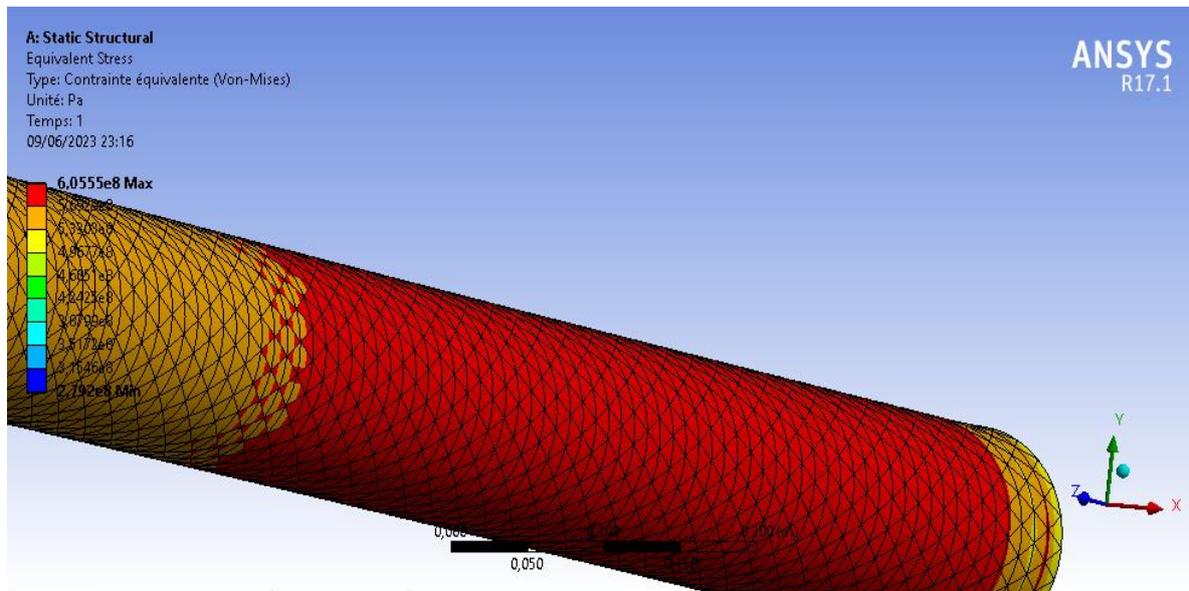


Figure 5-5 : La contrainte de Von Mises dans la tige sans fissure

## 5.5 Modélisation de la fissure

Pour ajouter une fissure dans la tige, suivez ces étapes :

1. Sélectionnez l'emplacement de la fissure en insérant un système de coordonnées. Allez dans **Insérer** → **Système de coordonnées** et choisissez **Coordonnées globales**. Dans la section Paramètres, sélectionnez "Manuel" et cliquez sur la surface où se situera la fissure. Ajustez les axes selon vos besoins et appliquez les changements.
2. Cliquez avec le bouton droit de la souris sur l'onglet "**Modèle**" et sélectionnez "**Insérer Fracture**" dans le menu déroulant. Cela créera un nouveau dossier pour la fissure.
3. Cliquez avec le bouton droit de la souris sur le dossier de la fissure nouvellement créée et sélectionnez "**Insérer Fissure Semi-elliptique**". Cela vous permettra de définir les propriétés et les caractéristiques de la fissure.

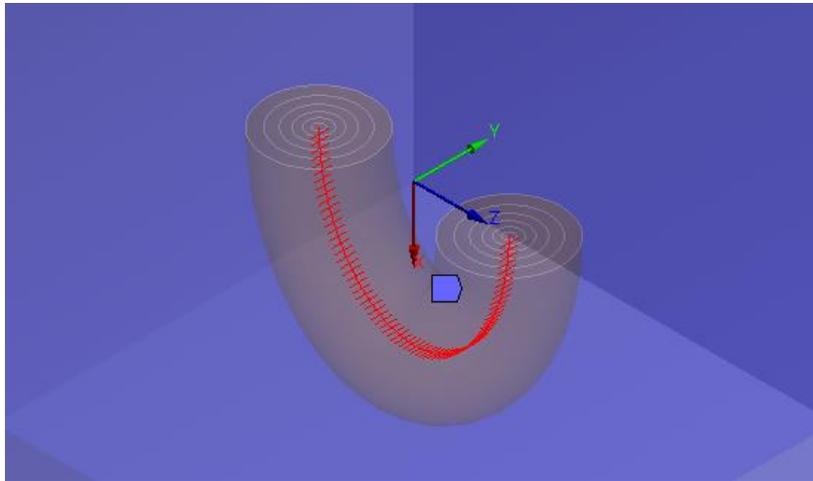


Figure 5-6 : Visualisation de la fissure semi-elliptique de la tige

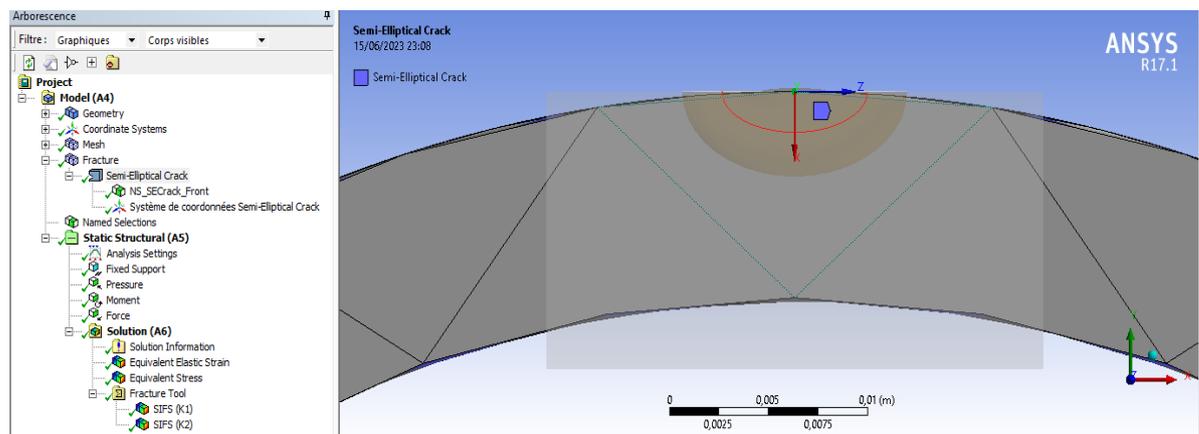


Figure 5-7 : Visualisation de la fissure par rapport à l'épaisseur de la tige

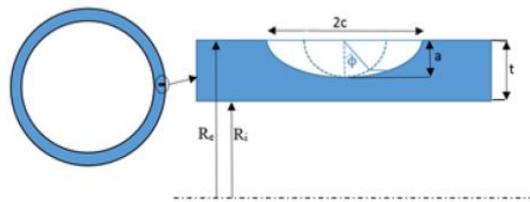
Avant d'exécuter la simulation, ajouter les solutions comme la contrainte équivalente de VON MISES et TRESCA et les outils de fissure.

## 5.6 L'analyse de fissure

Lorsqu'une fissure semi-elliptique de surface est présente dans une tige de forage, la contrainte dans la zone entourant la fissure ou au front de la fissure est maximale. Cette concentration de contrainte est souvent appelée singularité de contrainte est l'une des principales causes de l'éclatement des tiges de forage.

Cette concentration de contrainte peut être mesurée par le facteur d'intensité de contrainte, qui est une grandeur mathématique utilisée pour évaluer le niveau de contrainte à l'extrémité de la fissure. Si le facteur d'intensité de contrainte  $K$  dépasse une limite critique spécifique ( $K_{IC}$ ) appelée ténacité à la rupture du matériau, cela peut entraîner la propagation de la fissure et finalement la défaillance de la tige.

Le schéma et la géométrie de la fissure semi-elliptique de surface dans une tige de forage sont illustrés à la figure 5.8.



**Figure 5-8 :** Représentation géométrique d'une fissure de surface semi-elliptique [11]

Plusieurs simulations ont été réalisées sur différentes fissures semi-elliptiques avec des dimensions variables, notamment la longueur de la fissure  $c$  et la profondeur de la fissure  $a$ . En étudiant ces différentes fissures, on cherche à identifier celle qui génère le plus de contraintes et qui nécessite une attention particulière. Ces simulations permettent d'obtenir des résultats précis sur les contraintes et les déformations associées à chaque fissure, ce qui facilite la prise de décision pour la gestion des fissures dans les tiges de forage.

Les dimensions de  $a$  et  $c$  des fissures étudiées sont représentés dans le tableau ci-dessous.

Sachant que l'épaisseur de la tige est  $t = 9.16 \text{ mm}$ , ces différentes valeurs sont calculées comme suit :

**Pour a :** qui est la profondeur (minor radius) de la fissure par rapport à **t** l'épaisseur de la tige.  
 $a/t = 20\%$ ,  $a = 1.83 \text{ mm}$

**Pour c :** qui est la demi longueur (majeur radius) de la fissure, pour  $a/2c = 25\%$ ,  $a = 1.83 \text{ mm}$   
 donc  $c = 3.66 \text{ m}$

**Tableau 5-1 :** Les dimensions pour chaque fissure

Pourcentage a/t (%)	a (mm)	Pourcentage a/2c (%)	c (mm)
20	1.83	25	3.66
		50	1.83
		75	1.22
40	3.66	25	7.33
		50	3.66
		75	2.44
60	5,49	25	10,99
		50	5,49
		75	3,66
80	7.33	25	14.66
		50	7.33
		75	4.88

### 5.7 Résultats et discussion

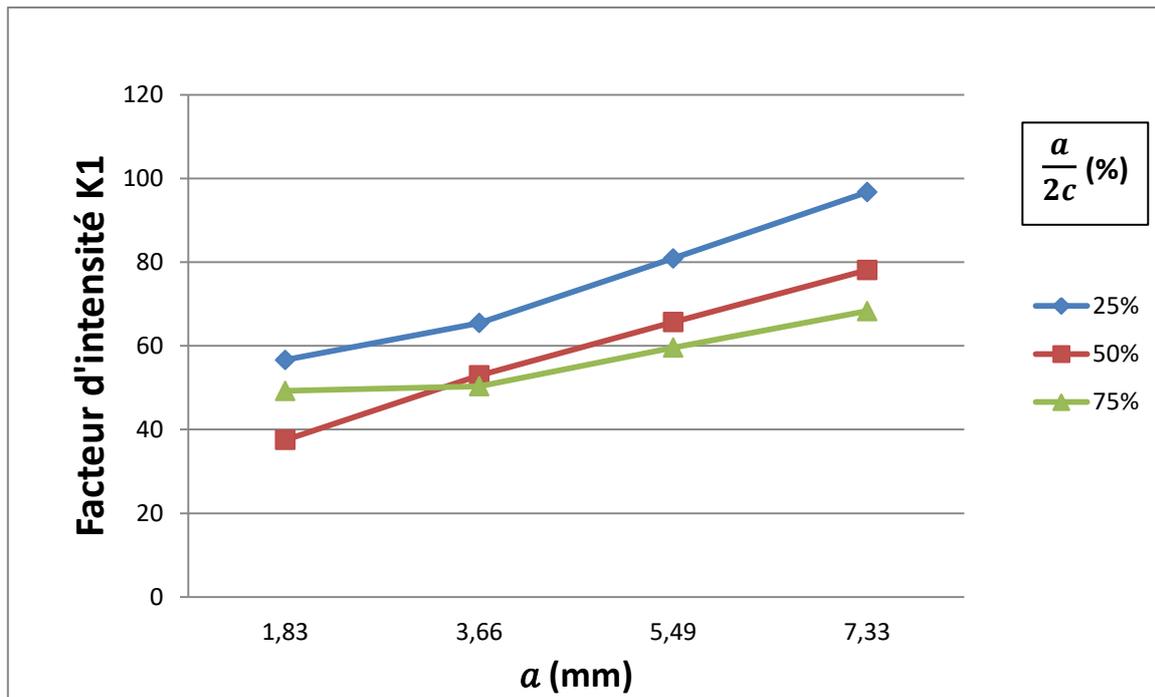
Les lettres A, B, C et D désignent différentes fissures, dont les pourcentages respectifs sont les suivants : A représente 20 %, B représente 40 %, C représente 60 % et D représente 80 %. Ci-dessous, vous trouverez le tableau 5-2 qui présente les résultats de ces différentes fissures :

Tableau 5-2 : Les résultats de la simulation

Pourcentage $\frac{a}{t}$ (%)	Pourcentage $\frac{a}{2c}$ (%)	Contrainte de Von Mises (MPa)	K1 (MPa√m)	K2 (MPa√m)
20	25	1723	56,65	9,09
	50	1827	37,52	0,68
	75	1801	49,26	0,53
40	25	2323	65,48	9,91
	50	2610	52,95	1,01
	75	2171	50,35	0,93
60	25	3008	80,90	15,59
	50	3486	65,68	1,31
	75	3030	59,59	1,09
80	25	3533	96,74	3,54
	50	3868	78,15	2,30
	75	3142	68,31	2,21

### 5.7.1 Le facteur d'intensité K1 dans les fissures

Dans cette étude, Nous avons constaté que le facteur d'intensité est plus important dans le cas de la fissure semi-elliptique avec un rapport  $\frac{a}{2c}$  de 25% par rapport aux autres types de fissures étudiées. Cette fissure est caractérisée par une profondeur (a) plus petite que la longueur (c), c'est-à-dire  $a < c$ . En conséquence, cette configuration de fissure est considérée comme le type de fissure le plus critique. En comparaison, la fissure circulaire avec un rapport  $\frac{a}{2c}$  de 50% présente des facteurs d'intensités légèrement inférieures, car la profondeur de la fissure est égale à sa longueur, et le même cas pour la fissure semi-elliptique avec un rapport  $\frac{a}{2c}$  de 75% pour  $a > c$ , elle représente une situation où la profondeur de la fissure dépasse sa longueur.



**Figure 5-9** : Facteurs d'intensités  $K_I$  dans les différents types de fissures

De plus, le facteur d'intensité de contrainte, qui mesure la sévérité de la concentration des contraintes à la pointe de la fissure, devient également plus important à mesure que la profondeur de la fissure augmente. Cela signifie que l'effet de la fissure sur les contraintes dans la structure est de plus en plus prononcé à mesure que la fissure devient plus profonde.

Ces observations constituent de bons indicateurs pour une étude paramétrique plus approfondie. Les valeurs du facteur d'intensité de contrainte du premier mode de rupture  $K_I$  sont plus élevées que les facteurs d'intensité de contrainte du deuxième mode de rupture  $K_{II}$ . Par conséquent, le deuxième mode de rupture peut être négligé par rapport au premier mode dans cette étude.

Les figures 5.10 et 5.11 représentent la distribution du facteur d'intensité de contrainte au niveau de la pointe de fissure pour des configurations spécifiques. La figure 5.10 correspond à une fissure A avec un rapport  $\frac{a}{2c}$  de 25%, tandis que la figure 5.11 correspond à une fissure D avec un rapport  $\frac{a}{2c}$  de 25%. Ces figures fournissent des informations visuelles sur la variation du facteur d'intensité de contrainte le long de la fissure dans ces conditions spécifiques.

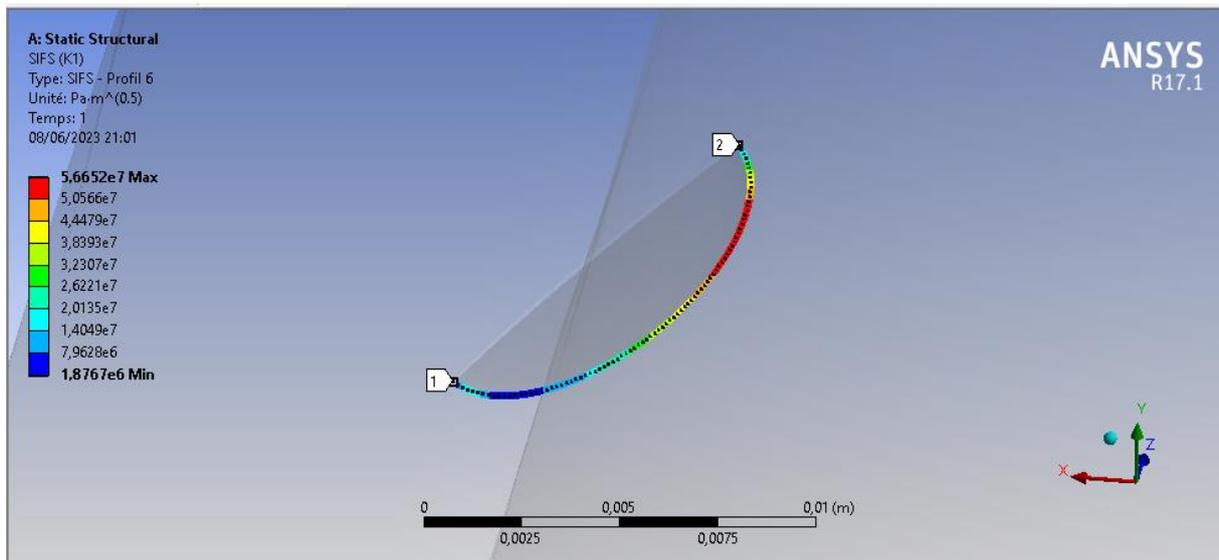


Figure 5-10 : Facteur d'intensité  $K_I$  de la fissure A et ( $a/2c = 25\%$ )

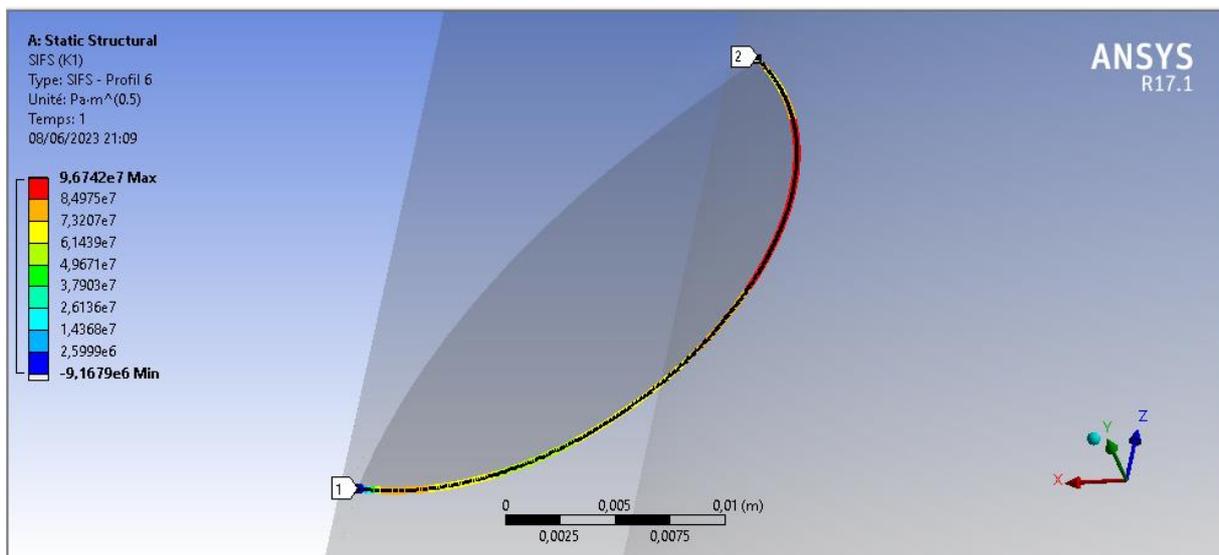


Figure 5-11 : Facteur d'intensité  $K_I$  de la fissure D et ( $a/2c = 25\%$ )

Ces résultats contribuent à la compréhension de la distribution du facteur d'intensité des contraintes des fissures semi-elliptiques dans la tige de forage. Ils peuvent être utilisés pour guider la conception et l'évaluation de la résistance des tiges de forage soumis à de telles fissures.

## 5.7.2 La contrainte de Von Mises dans la tige avec fissure

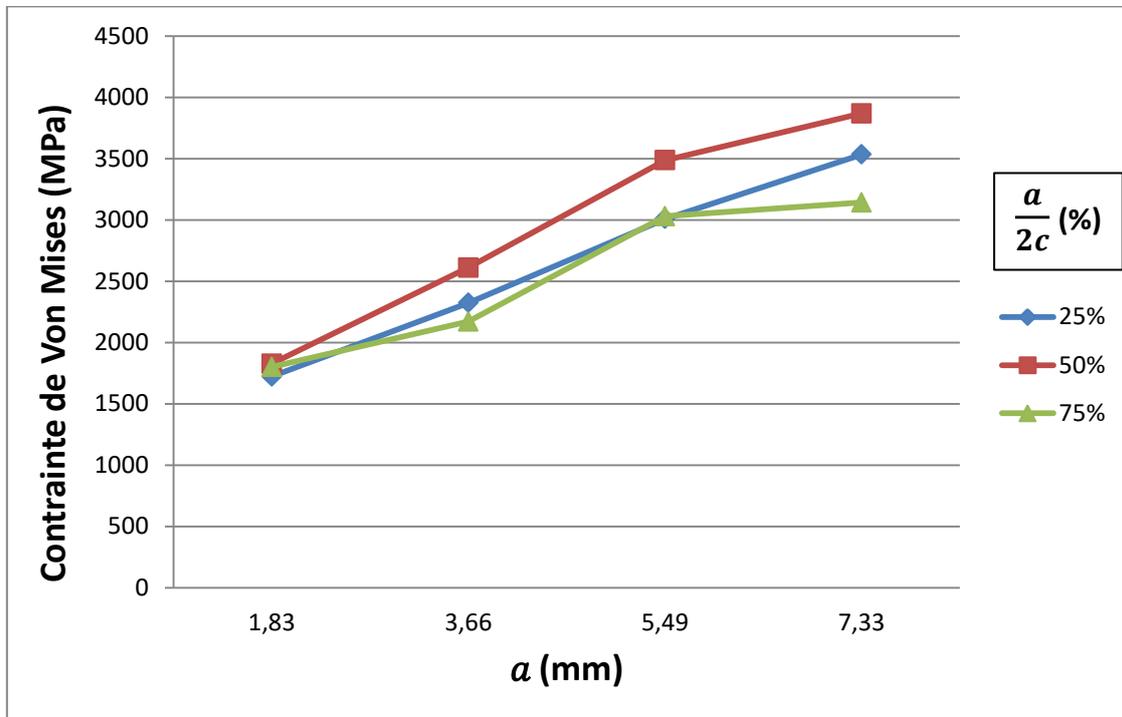


Figure 5-12 : La contrainte de Von Mises en présence des fissures

Nous avons constaté que la contrainte est plus importante dans le cas de la fissure semi-elliptique avec un rapport  $\frac{a}{2c}$  de 50% (fissure circulaire) par rapport aux autres types de fissures étudiées. Cette fissure est caractérisée par une profondeur (a) égale la longueur (c). En comparaison, la fissure avec un rapport  $\frac{a}{2c}$  de 25% présente des contraintes légèrement inférieures, car la profondeur (a) de la fissure plus petite que la longueur (c), et le même cas pour la fissure semi-elliptique avec  $\frac{a}{2c} = 75%$  pour  $a > c$ .

En effet, les résultats de l'étude montrent que les contraintes maximales de Von Mises augmentent à mesure que le rapport a/t de chaque fissure (ABCD) augmente. Ce rapport représente la profondeur de la fissure (a) par rapport à l'épaisseur de la tige (t). Lorsque la profondeur de la fissure augmente, le rapport a/t augmente également, ce qui conduit à une augmentation des contraintes maximales.

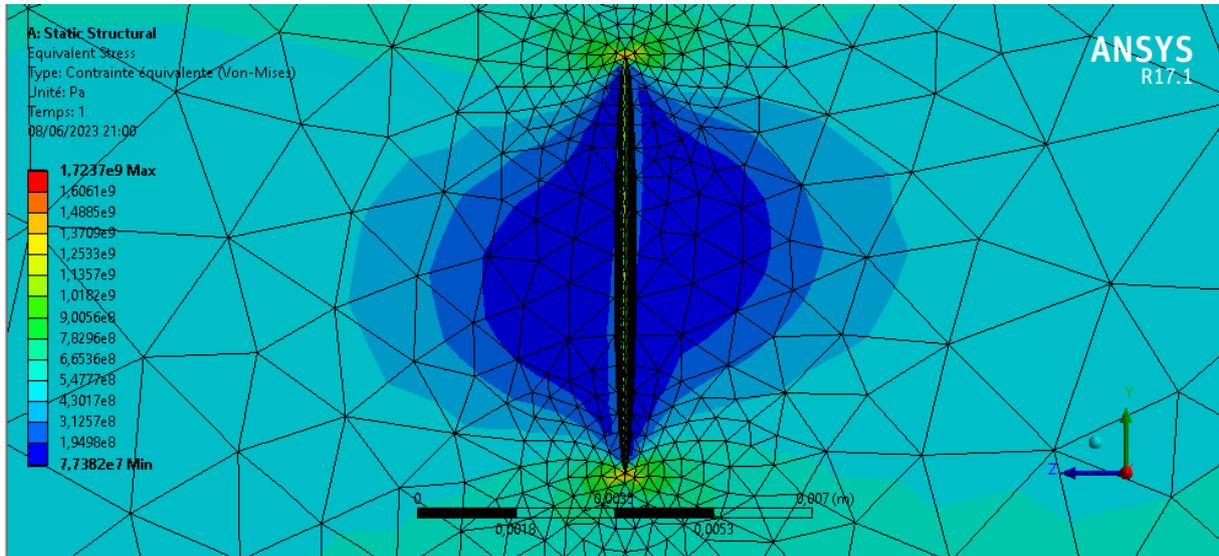


Figure 5-13 : Contrainte équivalente Von Mises cas de la de fissure A ( $a/2c = 25\%$ )

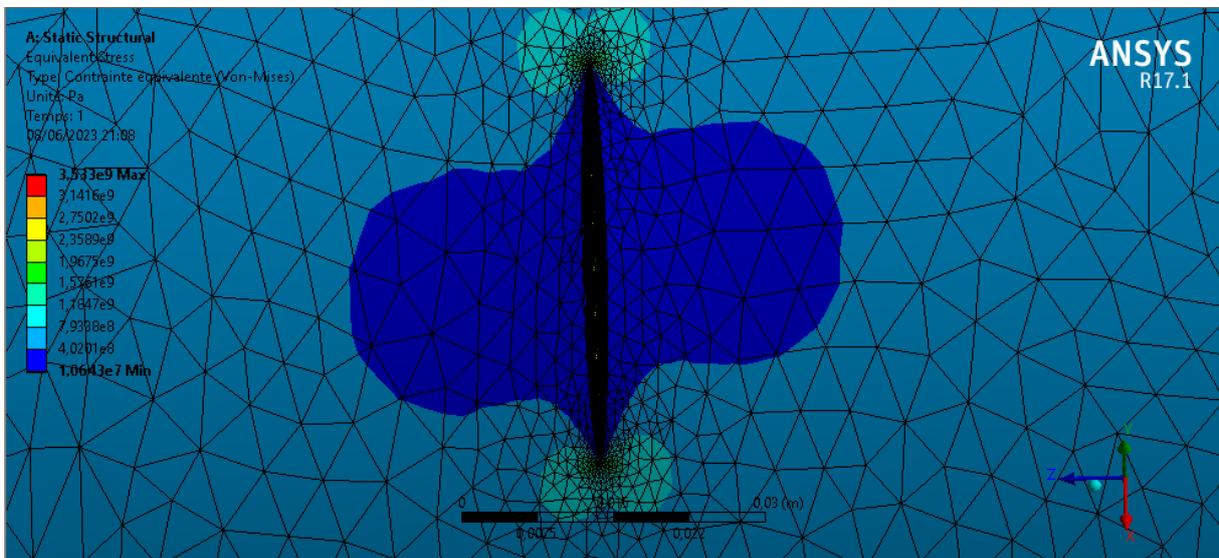


Figure 5-14 : Contrainte équivalente Von Mises cas de la de fissure D ( $a/2c = 25\%$ )

Cette observation est cohérente avec la logique mécanique, car une fissure plus profonde entraîne une concentration plus importante des contraintes. En effet, à mesure que la fissure s'approfondit, la zone de contrainte concentrée autour de la pointe de la fissure augmente, ce qui conduit à des contraintes maximales plus élevées dans la structure. Il est

donc essentiel de prendre en compte ces observations lors de l'évaluation de la résistance et de la durabilité des composants présentant des fissures. Une attention particulière doit être accordée à la profondeur de la fissure, car elle peut avoir un impact significatif sur les contraintes maximales et le comportement mécanique global de la structure.

## 5.8 Conclusion

Dans ce chapitre on a examiné les fissures présentes dans la tige de forage de 5,5" de Grade G105 (Classe I- tige sans usure). Les fissures, identifiées par les lettres A, B, C et D, représentent respectivement des pourcentages de 20 %, 40 %, 60 % et 80 % de profondeur. Ces données sont essentielles pour évaluer l'intégrité structurelle de la tige de forage et pour prendre des décisions en matière de maintenance.

Dans ce chapitre, nous avons étudié les profondeurs et les longueurs des fissures qui présentent un facteur d'intensité  $K$  élevé, en tenant compte des contraintes appliquées sur la tige de forage identifiées dans le chapitre précédent. Le facteur d'intensité  $K$ , mesurant l'intensité des contraintes à l'extrémité de la fissure, nous permet d'identifier les profondeurs et les longueurs spécifiques qui nécessitent une attention particulière pour éviter la propagation des fissures. En prenant en compte les contraintes appliquées sur la tige de forage, nous pouvons mettre en place des mesures préventives ciblées pour préserver la sécurité et la durabilité des opérations de forage.

En conclusion, l'étude des fissures dans la tige de forage de 5,5" de Grade G105 (Classe I), en considérant les contraintes appliquées, ainsi que les profondeurs et les longueurs avec un facteur d'intensité  $K$  élevé, permet d'évaluer l'intégrité structurelle et de prendre des mesures adéquates pour garantir la sécurité et l'efficacité des opérations de forage. En mettant en œuvre des mesures préventives appropriées, les opérateurs peuvent prévenir la propagation des fissures et assurer la durabilité des tiges de forage.

### Conclusion Générale

Dans ce mémoire, nous avons abordé la problématique des contraintes élevées auxquelles sont soumis les trains de tiges lors des opérations de forage. Nous avons identifié les différents problèmes découlant de ces contraintes, tels que la déformation excessive, la rupture prématurée des tiges de forage et la réduction de l'efficacité opérationnelle. L'objectif principal de notre étude était de mieux comprendre l'influence de ces contraintes sur les tiges.

Nous avons réalisé une étude approfondie en analysant les contraintes de traction, de torsion, de flambage, et d'autres sollicitations mécaniques appliquées aux trains de tiges. Cette analyse nous a permis d'identifier les facteurs de risque.

Au cours de nos recherches, nous avons exploré les limites d'utilisation des tiges de forage et les différentes contraintes auxquelles elles sont soumises, en décrivant les forces appliquées et les méthodes de calcul utilisées pour évaluer chaque contrainte.

En utilisant WellPlan, nous avons réalisé une étude de cas spécifique sur l'opération de Back-reaming, ce qui nous a permis d'analyser les contraintes appliquées au train de tige et d'évaluer leur impact sur l'efficacité opérationnelle et les performances globales du puits. Nous avons également étudié en détail une fissure semi-elliptique dans une tige de forage, en évaluant son impact sur l'intégrité structurelle de la tige de forage 5.5" G105.

En conclusion, notre étude fournit une compréhension approfondie des forces et des contraintes appliquées aux trains de tiges lors des opérations de forage. Nous espérons que les recommandations formulées dans ce mémoire aideront les professionnels de l'industrie pétrolière et gazière à améliorer la sécurité, la fiabilité et l'efficacité de leurs opérations de forage. Il est essentiel de prendre en compte les contraintes élevées et de mettre en œuvre des mesures préventives adéquates pour minimiser les risques de défaillance des tiges de forage et optimiser les performances globales du forage. Des recherches continues et des avancées technologiques seront nécessaires pour continuer à progresser dans ce domaine complexe et garantir une activité de forage sûre et efficace.

### Recommandations

Les recommandations suivantes sont formulées pour améliorer la sécurité, la fiabilité et l'efficacité des opérations de forage, en tenant compte des contraintes élevées auxquelles sont soumis les trains de tiges :

- 1) Effectuer une évaluation approfondie des contraintes : Il est recommandé d'effectuer une évaluation détaillée des contraintes auxquelles les trains de tiges sont soumis, en utilisant des méthodes de calcul fiables et des outils d'analyse avancés. Cela permettra d'identifier les zones critiques et les facteurs de risque potentiels.
- 2) Optimiser la conception des trains de tiges : Sur la base des résultats de l'évaluation des contraintes, il est essentiel d'optimiser la conception des trains de tiges. Cela peut impliquer l'utilisation de matériaux plus résistants, de configurations de tiges adaptées aux contraintes spécifiques et de mesures de renforcement appropriées pour réduire les déformations excessives et minimiser les risques de rupture prématurée.
- 3) Effectuer une inspection régulière des tiges de forage : Il est essentiel de vérifier l'état des tiges de forage pour détecter les fissures et les défauts. Des inspections périodiques doivent être effectuées, en particulier sur les zones soumises à des contraintes élevées. Cela permet de repérer les fissures et de prendre les mesures nécessaires pour garantir la sécurité et la performance du forage.
- 4) Effectuer une surveillance continue des contraintes : Il est important de mettre en place un système de surveillance continue des contraintes appliquées au train de tiges pendant les opérations de forage. Cela peut être réalisé en utilisant des capteurs et des instruments de mesure intégrés dans les tiges de forage, permettant ainsi une surveillance en temps réel des contraintes et une détection précoce des déviations par rapport aux limites de sécurité.
- 5) Mettre en œuvre des programmes de maintenance préventive : Pour assurer la durabilité des tiges de forage et prévenir les défaillances prématurées, il est recommandé de mettre en œuvre des programmes de maintenance préventive réguliers. Cela comprend l'inspection périodique des tiges, la détection des fissures ou des défauts potentiels, et le remplacement des tiges endommagées ou usées avant qu'elles ne deviennent une menace pour la sécurité et l'efficacité du forage.

## Bibliographie

- [1] J. Azar et G. Robello Samuel, *Drilling Engineering*, PennWell, 2007, p. p 333 \_336.
- [2] J.-P. NGUYEN, *techniques d'exploitation pétrolière le forage*, Institut Francais Du Pétrole, 1993.
- [3] T. H. Hill, *Drill Stem Design and Operation*, T H Hill Associates, 2004.
- [4] L. BELKACEM, *Evaluation et moyens d'amélioration de la réserve mécanique et de la durée de vie du tubage destinés aux puits de forage profonds*, Thèse de Doctorat, Université M'hamed Bougara Bumerdes, 2022.
- [5] E. DHAKER, *Modélisation du comportement dynamique d'un train de tiges de forage pétrolier : application aux vibrations latérales*, Paris: Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2013.
- [6] N. H. DAO, *Modélisation de la fatigue des systèmes de forage de puits à trajectoire complexe*, Paris: Thèse de Doctorat, l'École nationale supérieure des mines de Paris., 2016.
- [7] A. BELAID, *Modélisation tridimensionnelle du comportement mécanique de la garniture de forage dans les puits à trajectoires complexes : application à la prédiction des frottements garniture-puits*, Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines Paris, 2011.
- [8] A. FARAG, *Commande non linéaire dans les systemes de forage petrolier: contribution a la suppression du phenomene de stick-slip*, Thèse de Doctorat, Université Paris XII UFR Scientifique d'Orsay, 2006.
- [9] B. HACHI, *Analyse des fissures elliptiques en statique et en fatigue par hybridation de fonctions de Green*, Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Lorraine, 2007
- [10] ENSPM Formation Industrie, *Garniture de forage*, IFP Training, 2005.
- [11] S. El Fakkoussi , H. Moustabchir , A. Elkhalfi, C. I. Pruncu, *Computation of the stress intensity factor KI for external longitudinal semi-elliptic cracks in the pipelines by FEM and XFEM methods*, *International Journal on Interactive Design and Manufacturing*, 2018.
- [12] ZEROUG, Smaine; BOUNOUA, Noureddine; LOUNISSI, Rabih, *Well Evaluation Conference Algeria*, Algérie: Sonatrach et Schlumberger, 2007.
- [13] A. SLIMANI et M. DADDOU, *Module M1, Division forage, département formation, SONATRACH*, 2004.
- [14] F. Barrère, *Appareil De Forage*, IFP Training, Centre IAP HMD, 2015.

- [15] A. SLIMANI et C. SOUSSI, Module M2, Division forage, département formation, SONATRACH , 2004.
- [16] ISO TC 67/SC 4 N N, Petroleum and natural gas industries-Drilling and production, 2004.
- [17] A. BENAÏSSA, Performance Evaluation of HP WBM Drilling Fluid in Hassi Messaoud Field from the 16" Hole Section, Project Fin d'etude Magister, IAP BOUMERDES, 2014.
- [18] L. MAMMAR et H. KHJJER, Optimisation de la production pétrolière par la technique UBD au champ de Hassi Messaoud Cas du puits MDZ664, Projet fin d'etude, Université Abderahmane Mira Bejaia, 2015.
- [19] A. SOUSSA, Etude des instabilités dans une tige de forage pétrolier influence du frottement visqueux, Mémoire de Magister, Université El Hadj Lakhdar Batna, 2012.
- [20] A. Khusnutdinov, Drill Stem Failure Analysis During Fishbone Wells Construction in the East Messoyakha Field, Master's Thesis, University MONTAN LEOBEN, 2019.
- [21] Decision Software. EDT\_ 5000.1.14 Software system. Landmark products ,2014.
- [22] L. Belkacem & al. Using superficially treated 2024 aluminum alloy drill pipe to delay failure during dynamic loading. Engineering Failure Analysis, Volume 104, October 2019, Pages 261-273.
- [23] Formulaire de foreur , Edition Technip 1978

