

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique



Ecole nationale polytechnique

Département de génie mécanique

Laboratoire de génie mécanique et développement



**Mémoire de projet de fin d'études
pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en génie mécanique**

Thème

**Modélisation de couplage des vibrations
des garnitures dans un puits de forage :
phénomène de Stick-Slip**

Yamina Dounya SAHLI

**Sous la direction de M. Saïd RECHAK Professeur
et M. Abdelouaheb BOUGHELOUM Cadre ingénieur**

Présenté et soutenu publiquement le 03/07/2019

Composition du Jury :

Président	M. Belkacem KEBLI	Professeur	ENP
Promoteur	M. Saïd RECHAK	Professeur	ENP
Promoteur	M. Abdelouaheb BOUGHELOUM	Cadre ingénieur	SONATRACH-DF
Examineur	M. Ali AMMICHE	M.A.A	ENP
Invité	M. Imène KHEBOURI	Doctorat	ENP

ENP 2019

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique



Ecole nationale polytechnique

Département de génie mécanique

Laboratoire de génie mécanique et développement



**Mémoire de projet de fin d'études
pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en génie mécanique**

Thème

**Modélisation de couplage des vibrations
des garnitures dans un puits de forage :
phénomène de Stick-Slip**

Yamina Dounya SAHLI

**Sous la direction de M. Saïd RECHAK Professeur
et M. Abdelouaheb BOUGHELOUM Cadre ingénieur**

Présenté et soutenu publiquement le 03/07/2019

Composition du Jury :

Président	M. Belkacem KEBLI	Professeur	ENP
Promoteur	M. Saïd RECHAK	Professeur	ENP
Promoteur	M. Abdelouaheb BOUGHELOUM	Cadre ingénieur	SONATRACH-DF
Examineur	M. Ali AMMICHE	M.A.A	ENP
Invité	M. Imène KHEBOURI	Doctorat	ENP

ENP 2019

Remerciement

En premier lieu, je tiens à remercier le bon dieu, qui m'a donné la force et le courage pour réaliser ce travail.

Je tiens à remercier mon promoteur Monsieur : Saïd RECHAK ainsi que Monsieur : Abdelouaheb BOUGHÉLOUM pour ses conseils et orientations. Je remercie vivement mon promoteur pour ses remarques et pour le temps qu'il m'a accordé le long de cette période malgré ses occupations.

Mes remerciements vont également à Monsieur Belkâsem KABL I d'avoir accepté de présider le jury et au Monsieur Ali AMMICHE d'avoir accepté d'évaluer ce travail.

J'adresse aussi mes sincères remerciements à l'ensemble des enseignants de l'école nationale polytechnique d'Alger qui ont contribué à ma formation.

J'aimerai bien exprimer ma plus profonde gratitude à tous ceux qui, de près ou de loin ont contribué à l'élaboration de ce travail Enfin, tous mes remerciements vont à ma famille et mon fiancé et à tous mes amis qui m'ont aidé et qui m'ont porté un soutien moral durant cette période.

Dédicace

Dédicace

Je dédie également ce mémoire :

- *A ma mère*
- *A mon fiancé*
- *A mes frères*
- *A ma famille*
- *A mes amis*

ملخص

إن اهتزازات أنظمة الحفر البترولية هي أصل العديد من الأعطال (الكسر في القضبان بسبب الإجهاد المتسارع ، الأداء المنخفض ، الأضرار التي لحقت بأدوات القياس ، الأضرار التي لحقت بجدران البئر ، إلخ). في مواجهة تعقيد الآبار المحفورة اليوم ، فإن إتقان اهتزازات أنظمة الحفر هو أكثر من أي وقت مضى قضية رئيسية في النجاح الاقتصادي لمشروع نبط. أثناء عملية الحفر ، تتفاعل قضبان الدوران مع جدران البئر (الغلاف و / أو التكوين) وفي بعض الحالات تتحمل الاهتزازات الحادة. يتم تمييز ثلاثة أنماط من الاهتزاز بشكل عام وفقاً لمستوى حدوثها: المحوري ، الجانبي والالتواء

هذا المشروع هو نتيجة للتعاون ENP (مختبر الهندسة الميكانيكية والتنمية) - SONATRACH (مركز البحوث والتنمية).

في سياق هذه الأطروحة ، تم تطوير نماذج لدراسة الاهتزازات الجانبية ، والاهتزازات المحورية والاهتزاز الالتوائي للتجهيزات في الآبار. مكنت هذه الدراسة من توضيح أفضل للظواهر الحادة (الدوران) ، (الارتداد قليلاً) ، و (الانزلاق العصا) الضارة للغاية بالسلامة الميكانيكية لأنظمة الحفر. تم عمل نمذجة الاهتزاز باستخدام طريقة العناصر المحدودة لمحاكاة سلوك البطانة في البئر. للقيام بذلك ، تم تطوير الرموز الحسابية في ظل البيئة - بنفسي. يوضح حساب الترددات الخاصة للوسائل الاهتزازية الثلاثة أن النتائج التي عليها البرنامج *WellScan* تم الحصول عليها بواسطة هذا الرمز تتفق جيداً مع النتائج التي حصل بحد أقصى خطأ نسبي قدره 6٪ التجاري

الكلمات المفتاحية : سلسلة الحفر ، الاهتزاز الجانبي ، الاهتزاز المحوري ، الاهتزاز الالتوائي ، الدوران ، تردد البتات ، انزلاق العصا ، طريقة العناصر المحددة ، الترددات الخاصة ، التحليل الديناميكي

Abstract

The vibrations of petroleum drilling systems are at the origin of many malfunctions (breaks in the rods due to accelerated fatigue, reduced performance, damage to the measuring tools, damage to the walls of the well, etc.). Faced with the complexity of wells drilled today, mastering the vibrations of drilling systems is more than ever a major issue in the economic success of an oil project. During the drilling operation, the rotating rods interact with the walls of the well (casing and / or formation) and in some cases withstand severe vibrations. Three modes of vibration are generally distinguished according to the plane of their occurrence: axial, lateral and torsion. This project is the result of the collaboration ENP (Laboratory of Mechanical Engineering and Development) - SONATRACH (Research and Development Center).

In the context of this thesis, models have been developed to study lateral vibrations, axial vibrations and torsional vibration of fittings in wells. This study made it possible to better elucidate the severe phenomena (whirling), (bit-bounce), and (stick-slip) very harmful to the mechanical integrity of the drilling systems. The vibration modeling was done using the finite element method to simulate the behavior of the lining in the well. To do this, computational codes under environment *Matlab* were developed by myself. The calculation of the eigenfrequencies of the three vibratory modes shows that the results obtained by this code are in good agreement with those obtained by the commercial software *WellScan* with a maximum relative error of 6%.

Key words: Drillstring, lateral vibration, axial vibration, torsional vibration, whirling, bit-bounce, stick-slip, finite element method, eigen frequencies, dynamic analys

Résumé

Les vibrations des systèmes de forage pétrolier sont à l'origine de nombreux dysfonctionnements (ruptures des tiges par une fatigue accélérée, réduction des performances, endommagement des outils de mesures, endommagement des parois du puits, etc.). Face à la complexité des puits forés aujourd'hui, la maîtrise des vibrations des systèmes de forage est plus que jamais un enjeu majeur dans la réussite économique d'un projet pétrolier. Durant l'opération de forage, les tiges en rotation

Résumé

entrent en interaction avec les parois du puits (tubage et/ou formation) et encaissent dans certains cas des vibrations sévères. On distingue généralement trois modes de vibrations suivant le plan de leur occurrence: axiales, latérales et de torsion. Ce projet est le fruit de la collaboration ENP (Laboratoire de Génie Mécanique et Développement) - SONATRACH (Centre de Recherche et Développement). Dans le cadre de ce mémoire, des modèles ont été développés pour étudier les vibrations latérales, les vibrations axiales et les vibrations torsionnelles des garnitures dans les puits de forages. Cette étude a permis de mieux élucider les phénomènes sévères (whirling), (bit-bounce), et (stick-slip) très nuisibles à l'intégrité mécanique des systèmes de forage. La modélisation des vibrations a été faite en utilisant la méthode des éléments finis afin de simuler le comportement de la garniture dans le puits. Pour ce faire, des codes de calcul sous environnement *Matlab* ont été élaborés par moi-même. Le calcul des fréquences propres des trois modes vibratoires montre que les résultats obtenus par le présent code sont en bonne concordance avec ceux obtenus par le logiciel commercial *WellScan* avec un maximum d'erreur relative de 6%.

Mots clés : Garniture de forage, vibrations latérales, vibrations axiales, vibrations torsionnelles, whirling, bit-bounce, stick-slip, méthode des éléments finis, fréquences propres, analyse dynamique.

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Liste des abréviations

Introduction.....	16
1 Généralités sur le forage	20
1.1 Introduction	20
1.2 Description d'un processus de forage	20
1.2.1 Installation de forage	21
1.2.2 Garniture de forage.....	23
1.2.3 Assemblage de fonds (Bottom Hole Assembly)	25
1.3 Progression du forage	29
1.3.1 Système de circulation du fluide.....	29
1.3.2 Fluide de forage de type boue.....	30
1.4 Variables de forage.....	30
1.4.1 Facteurs mécaniques.....	31
1.4.2 Facteurs hydrauliques	31
1.5 Les puits du pétrole	32
1.5.1 L'architecture des puits.....	32
1.5.2 Les types des puits.....	33
1.5.3 Trajectoires de puits de forage.....	34
1.6 Les vibrations de la garniture de forage.....	35
1.6.1 Les enjeux de la maîtrise des vibrations	36
L'état de L'art.....	38
2 Analyse et modélisation des vibrations axiales.....	40
2.1 Phénomène de Bit_bounce	40
2.1.1 Le bit-bounce (cas du forage au tricône)	40
2.1.2 Le bit-bounce (cas du forage à l'outil PDC).....	41
2.2 Facteurs influents sur les vibrations axiales.....	41
2.2.1 L'effet du terrain.....	41
2.2.2 L'effet du trépan	42
2.2.3 L'effet de la boue.....	42

Tables des matières

2.2.4	L'effet des paramètres de forage.....	42
2.3	Modélisation des vibrations axiales.....	42
2.3.1	Modèle à paramètres localisés.....	42
2.3.2	Modèle à paramètres distribués.....	46
2.3.3	Discrétisation par éléments finis.....	48
2.4	Discrétisation par éléments finis.....	48
2.5	Analyse modale.....	52
2.5.1	Fréquences propres et modes propres.....	53
2.5.2	Résultats et discussion.....	55
2.5.3	Modèle réduit.....	58
2.6	Analyse dynamique.....	59
2.6.1	Equation de la dynamique du système.....	59
2.6.2	Méthode de résolution.....	60
2.6.3	Résultats et discussion.....	60
3	Analyse et modélisation des vibrations de torsion.....	64
3.1	Phénomène du Stick-Slip.....	64
3.2	Les effets du stick-slip.....	66
3.3	Modèles mathématiques.....	67
3.3.1	Un degré de liberté (1DDL).....	67
3.3.2	Plusieurs degrés de liberté.....	68
3.4	Modélisation de la garniture de forage.....	68
3.4.1	Modèle à paramètres localisés.....	68
3.4.2	Discrétisation par éléments finis.....	69
3.5	Analyse modale.....	72
3.5.1	Fréquences propres et modes propres.....	73
3.5.2	Résultats et discussion.....	75
3.5.3	Modèle réduit.....	77
3.6	Analyse dynamique.....	78
3.6.1	Equation dynamique.....	78
3.7	Méthode de résolution.....	79
3.7.1	Résultats et discussion.....	81
4	Analyse et modélisation des vibrations latérales.....	84
4.1	Phénomène de Whirl.....	84
4.2	Modélisation de la garniture de forage :.....	86
4.2.1	Système équivalent simplifié.....	87
4.2.2	Notion de longueur effective.....	88

Tables des matières

4.3	Développement des équations éléments finis	89
4.4	Discrétisation par éléments finis.....	91
4.5	Analyse modale	93
4.6	Fréquences propres et modes propres	95
4.7	Influence des stabilisateurs	96
4.7.1	Effet de stabilisateurs sur les fréquences propres et les modes propres.....	96
5	Couplage des modes de vibrations axiales_torsionnelles.....	100
5.1	Résultats et discussion	104
5.2	Analyse dynamique	105
	Conclusion générale	107
	Perspectives.....	109
	Références.....	110

Liste des figures

Figure 1.1 : Système de forage	21
Figure 1.2 : Top Drive.....	22
Figure 1.3 : Garniture de forage	23
Figure 1.4 : Drill pipe.....	24
Figure 1.5 : Assemblage de fond (BHA)	25
Figure 1.6 : Drill collar.....	26
Figure 1.7 : Stabilisateur	26
Figure 1.8 : Outil de forage tricône.....	28
Figure 1.9 : Outil de forage monobloc (PDC).....	29
Figure 1.10 : Circulation de la boue	30
Figure 1.11 : Les étapes de forage d'un puits	32
Figure 1.12 : Trajectoires classiques de type Jet S.....	34
Figure 1.13 : Vibrations de la garniture de forage.....	35
Figure 2.1 : Vibrations axiales.....	40
Figure 2.2 : Modèle axiale 1	43
Figure 2.3 : Modèle axiale 2.....	44
Figure 2.4 : Modèle d'une barre flexible	46
Figure 2.5 : Tension appliquée à un court segment de la barre	47
Figure 2.6 : Discrétisation de la garniture de forage	48
Figure 2.7 : Représentation élémentaire de la tige de forage.....	49
Figure 2.8 : Fonction d'interpolation.....	50
Figure 2.9 : Conditions aux limites de la garniture de forage (cas axial).....	54
Figure 2.10 : Les cinq premières déformées modales	57
Figure 2.11 : Les déformées modales axiales calculées par Wellscan.....	58
Figure 2.12 : Les forces axiales externes	59
Figure 2.13 : Déplacement axial pour différents points	61
Figure 2.14 : Les résultats de la thèse « Real Time Torque and Drag Analysis during Directional Drilling »	62
Figure 3.1 : Vibrations torsionnelles.....	64

Listes des figures

Figure 3.2 : Phénomène de Stick-Slip.....	65
Figure 3.3 : Pendule de torsion à un seul degré de liberté.....	67
Figure 3.4 : Modèle à paramètres localisés.....	68
Figure 3.5 : Représentation élémentaire de la tige de.....	69
Figure 3.6 : Conditions aux limites de la garniture de forage (cas torsionnel)...	74
Figure 3.7 : Les cinq premières déformées modales.....	76
Figure 3.8 : Les déformées modales obtenues par le logiciel WellScan.....	77
Figure 3.9 : Simulation de vitesse de l'outil et le torque sur l'outil.....	81
Figure 3.10 : Simulation de vitesse de l'outil et le torque sur l'outil (résultats de l'année passée).....	82
Figure 4.1 : Vibrations latérales.....	84
Figure 4.2 : Vibrations latérales et Whirling.....	85
Figure 4.3 : Différents Types de Whirling.....	85
Figure 4.4 : Modélisation du phénomène de whirl par les mouvements relatifs d'une section d'un tool-joint.....	88
Figure 4.5 : Longueur effective.....	88
Figure 4.6 : Les variables nodales.....	89
Figure 4.7 : Fonction d'interpolation N1 et N3.....	90
Figure 4.8: Fonction d'interpolation N2 et N4.....	90
Figure 4.9 : Représentation élémentaire de la tige de forage.....	91
Figure 4.10 : Les composants de la garniture.....	92
Figure 4.11 : Discrétisation par élément finis de la longueur effective.....	92
Figure 4.12 : Composant de la garniture (longueur effective).....	93
Figure 4.13 : Conditions limites (cas latéral).....	94
Figure 4.14 : Les cinq premières déformées modales latérales (sans stabilisateurs).....	95
Figure 4.15 : Les cinq premières déformées modales latérales calculées par Wellscan (sans stabilisateurs).....	96
Figure 4.16 : Liaisons mécaniques adoptées.....	97
Figure 4.17 : Les cinq premières déformées modales latérales (avec stabilisateurs).....	98
Figure 4.18 : Les cinq premières déformées modales latérales calculées par Wellscan (avec stabilisateurs).....	98
Figure 5.1 : Modèle de couplage axial-torsionnel.....	100
Figure 5.2 : Représentation élémentaire de la tige de forage.....	102
Figure 5.3 : Conditions aux limites de la garniture de forage.....	103

Listes des figures

Figure 5.4 : Les cinq premières déformées modales de couplage axial-torsionnel	104
Figure 5.5 : Déplacement axial de l'outil	105
Figure 5.6 : Vitesse axial de l'outil de forage	105
Figure 5.7 : Vitesse axiale de l'outil de forage [13].....	105
Figure 5.8 : Vitesse angulaire de l'outil de forage	106
Figure 5.9 : Vitesse angulaire de l'outil de forage [39]	106

Liste des tableaux

Tableau 1.1 : Récapitulatif des différents types de vibration	36
Tableau 2.1 : Caractéristiques de la garniture de forage	56
Tableau 2.2 : Comparaison des fréquences propres axiales obtenues et celles calculées par WellScan	56
Tableau 2.3 : Comparaison des fréquences propres axiales du modèle complet et celles du modèle réduit et celles calculées par WellScan.....	58
Tableau 3.1 : Caractéristiques de la garniture de forage	75
Tableau 3.2 : Comparaison des fréquences propres torsionnelles obtenues et celles calculées par WellScan	75
Tableau 3.3 : Comparaison des fréquences propres torsionnelles du modèle complet et celles du modèle réduit et celles calculées par WellScan	77
Tableau 3.4 : Paramètres de stabilité de la méthode de NEWMARK.....	80
Tableau 3.5 : Coefficients des méthodes classiques	80
Tableau 4.1 : Classification des Différents Types de Whirling.....	86
Tableau 4.2 : Comparaison des fréquences propres latérales obtenues et celles calculées par WellScan (résultats initiaux).....	93
Tableau 4.3 : Comparaison entre les fréquences propres latérales calculées et celles de Wellscan	95
Tableau 4.4 : Comparaison entre les fréquences propres latérales calculées et celles de Wellscan (cas avec stabilisateurs)	97
Tableau 5.1 : Comparaison entre les fréquences propres de couplage et les fréquences propres de chaque mode séparément.....	104

Nomenclature

Nomenclature

E : Module de young	Pa
ρ : Masse volumique	kg/ m^3
l : Longueur de la tige	m
S : La section de la tige	m^2
ltj : Longueur du Tool-joint	m
ODs : Diamètre extérieur de la tige	m
$ODtj$: Diamètre extérieur du Tool-joint	m
IDs : Diamètre intérieur de la tige	m
$IDtj$: Diamètre intérieur du Tool-joint	m
a : Proportion de longueur entre le Tool-joint et la tige	
C_a : Amortissement visqueux	
K_a : Raideur du ressort	
V_0 : Vitesse d'avancement de l'outil	m/s
W_s : Poids submergé	
K_s : Rigidité de lignes de forage	
m_a : Masse équivalente	kg
m_{BHA} : Masse de BHA	kg
m_f : Masse de la boue	kg
m_{pipe} : Masse des tiges de forage	kg
x_a : Réponse axiale	m
x_{top} : Réponse axiale de masse de suspension	m
d : Profondeur de coupe	m
ω : Fréquence propre	ad/s
ψN : Fonctions de forme	
ξ : Facteur d'amortissement	
C : Matrice d'amortissement	
F : Force	N
f : Facteur de friction	
G : Module de cisaillement	Pa
I : Moment d'inertie	$kg. m$
J : Moment quadratique	mm^4
K : Matrice de rigidité	
M : Matrice de masse	
E_d : Energie de déformation	
t : Temps	s
U : Déplacement axial	m
\dot{U} : Vitesse axiale	m/ s
\ddot{U} : Accélération	m/s^2
$F_{crochet}$: Force de crochet	N
Kh : La rigidité du crochet	
θ : Rotation	trs

Nomenclature

$\dot{\Theta}$: Vitesse de rotation	<i>Rad/s</i>
$\ddot{\Theta}$: Accélération	<i>Rad/s²</i>
T : Moment externe	
V : Déplacement latéral	<i>m</i>
T_{fb} : Friction de coulomb	
T_{sb} : Torque statique	
T_{eb} : Torque externe	
T_{cb} : Torque dynamique	
R_b : Diamètre externe de l'outil	<i>m</i>
L : Longueur de la garniture	
Ω : Vitesse de whirling	<i>Rad/s</i>

Liste des abréviations

Liste des abréviations

BF : Buoyancy Factor (Facteur de flottabilité)
BHA : Bottom Hole Assembly
CRD : Centre de recherche et développement
DC : Drill Collars (Masse-tiges)
DP : Drill Pipes (Tiges de forage)
HWDP : Heavy Weight Drill Pipes (Tiges lourdes)
BIT : L'outil de forage
LGMD : Laboratoire génie mécanique et développement
MDDL : Multiples degrés de liberté
MEF : Méthode des éléments finis
PDC : Polycrystalline Diamond Compact
RPM : Round Per Minute (Tours par minute)
1DDL : Un degré de liberté
TOB : Torque on bit (Couple sur l'outil)
WOB : Weight on bit (Poids sur l'outil)
WOBf : La composante de friction
WOBc : La composante de coupe
PSI : Pound square inch
MWD : Measurement while drilling
LWD : Logging while drilling
WBM : Water based mud
OBM : Oil based mud
DC : Moteur à courant continu
AC : Moteur à courant alternatif

Introduction

Introduction

Le thème du projet intitulé ‘‘Modélisation du couplage des vibrations dans la garniture de forage’’ rentre dans le cadre des collaborations entre l’Ecole Nationale Polytechnique et SONATRACH où une convention entre le laboratoire de génie mécanique et développement (LGMD) et le centre de recherche et développement (CRD) a été signée.

Durant un forage rotary, plusieurs modes de vibrations peuvent se produire simultanément et il est difficile de les identifier et les étudier séparément. On identifie trois modes de vibrations : latéral, axial et de torsion, l’excès de ces vibrations mène à des phénomènes de : Bit-Bounce (Vibrations axiales), Stick-Slip (Vibrations torsionnelles), Whirl (Vibrations latérales). Les vibrations sévères provoquent des dysfonctionnements de forage et sont à l’origine d’une multiplication du cout et de la durée de forage surtout pour les puits à long déport, les puits directionnels et les puits multilatéraux. Ces phénomènes ont des conséquences néfastes telles que l’endommagement de l’outil de forage et l’accélération de la fatigue de la garniture, réduisant ainsi la vitesse d’avancement axial de l’outil, donc elles réduisent l’efficacité du processus de forage.

Le whirling, qui se produit pendant près de 40% du temps de forage est une forme sévère des vibrations latérales il est reconnue comme le mode le plus nocif, il s’agit d’un mouvement orbital des tiges de forage autour de la paroi du puits. Les vibrations latérales au contraire des vibrations axiales et torsionnelles ne se propagent pas jusqu’au surface, elles ont été détectées grâce au développement des outils de mesure.

Le bit-bounce est une forme sévère des vibrations axiales, il se manifeste préférentiellement lorsqu’il y’a accord entre la vitesse de rotation du train de tiges et une fréquence propre axiale du train de tiges. Le bit-bounce peut engendrer le bouncing de surface, c’est à dire, l’entrée en résonance du système de suspension de la garniture en surface provoquant ainsi un mouvement alternatif en translation de forte amplitude.

Le stick-slip, ou phénomène du ‘collé-glissé’ qui se produit pendant de 50% du temps de forage est une vibration torsionnelle qui se manifeste fréquemment dans la garniture de forage pétrolier. Ce phénomène est interprété comme étant la manifestation d’interaction entre l’outil et la roche. Le couple au niveau de l’outil ne suffit plus à vaincre le couple résistant due au frottement entre l’outil et la roche.

La recherche s’intéresse alors à la compréhension et à la modélisation de ces phénomènes dynamiques considérés comme complexes vu le nombre élevé de variables et paramètres qui entrent en jeu, les plus importants sont :

- le poids sur l’outil et la vitesse de rotation des tiges de forage ;
- la configuration de la garniture de forage ;
- l’architecture du puits ;
- les conditions de forage (frottement, densité et viscosité de la boue...).

Dans la littérature, on distingue deux approches principales de modélisation : l’approche temporelle et l’approche fréquentielle. L’approche fréquentielle permet de prédire les

Introduction

vitesse de rotation critiques qui sont à l'origine de la résonance. En revanche, l'approche temporelle permet de modéliser le comportement de la garniture dans le régime établi ou transitoire. Cette approche permet d'étudier les phénomènes dynamiques (whirl, bit_bounce, stick-slip) et calculer les efforts et les contraintes sur la garniture.

Les équations de la dynamique peuvent être résolues analytiquement dans certains cas mais la complexité de ces équations et leur non-linéarité ainsi que le nombre élevé des paramètres favorisent le recours à des méthodes numériques, en particulier la méthode des éléments finis.

L'objectif de ce mémoire est le développement des modèles de calcul des garnitures dans des conditions de forage réalistes. Les modèles devraient permettre de prédire les déplacements et les contraintes dans un régime transitoire pour une garniture soumise à un chargement donné et d'étudier également l'effet des paramètres de forage sur la dynamique de la garniture (poids sur l'outil, vitesse de rotation...). Ainsi, il faut que les modèles prennent en compte le contact garniture-puits, les forces hydrodynamiques (dues à la présence du fluide de forage)...

Le travail effectué dans le cadre de ce mémoire consiste à effectuer l'analyse modale pour le calcul des fréquences propres et déformés modales pour le cas des trois modes vibratoires à savoir : les vibrations axiales, vibrations torsionnelles et les vibrations latérales. Le travail comporte aussi l'étude dynamique des deux modes vibratoires axial et torsionnel sur une garniture de forage dans le but de prédire le comportement dynamique de cette dernière. Enfin, le couplage des modes vibratoires axial et torsionnel est entrepris. Pour se faire, des modélisations en éléments finis des garnitures de forage sont effectuées. Des modèles réduits sont par suite établis afin de réduire le temps de calcul. Pour le cas spécifique aux vibrations latérales un modèle de longueur effective est développé. Des codes de calcul sous environnement *Matlab* ont été élaborés.

Les résultats de l'étude modale sont assez satisfaisants en comparaison avec le logiciel commercial *WellScan*. L'erreur relative entre le modèle développé et ceux du logiciel est de l'ordre de 5%.

Le présent mémoire est constitué de cinq chapitres :

Le premier chapitre est consacré à la technique de forage rotary et ainsi qu'aux généralités de forage et les définitions de tous les mots techniques afin de mettre le lecteur dans le confort dans la lecture du mémoire et pour mieux comprendre le système de forage ainsi que les différents modes de vibrations de la garniture de forage et les problèmes induits qui surviennent au cours de l'opération de forage. On présentera ensuite une étude bibliographique sur les modèles dynamiques des garnitures de forage. On décrit les approches théoriques principales de modélisation des vibrations des garnitures de forage et on détaille certains modèles existants dans la littérature. On finit ce chapitre par une discussion de modèles afin de définir les bases du nouveau modèle dynamique permettant d'atteindre les objectifs que l'on s'est fixé pour le mémoire.

Dans le prochain chapitre, on développe en premier lieu les équations de mouvement axial de la garniture de forage considérée comme une poutre dans un puits ayant une architecture verticale. Ainsi les forces extérieures exercées sur la garniture (le poids et la force de crochet). Ensuite, on présente la méthode numérique de résolution des équations de et les résultats de l'analyse modale pour le modèle complet et réduit, et on détaille l'algorithme de

Introduction

calcul dynamique. Ce chapitre met aussi en valeur le phénomène de Bit_bounce en expliquant ses causes et ses conséquences.

Le troisième chapitre est dédié aux vibrations Torsionnelles de la garniture de forage lors des opérations. Ce chapitre met aussi en valeur le phénomène de Stick-slip en expliquant ses causes et ses conséquences ainsi que le développement mathématique des équations et les résultats de l'analyse modale pour le modèle complet et réduit et la résolution dynamique des équations de mouvement.

On présente dans le chapitre quatre une étude sur les vibrations latérales de la garniture de forage lors des opérations. Ce chapitre explique aussi le phénomène de Whirl en citant ces causes et ces conséquences ainsi que le développement du modèle de longueur effective et les résultats de l'analyse modale. Enfin, on a fait une étude pour déterminer l'effet des stabilisateurs sur la garniture de forage.

Au dernier chapitre on expose l'étude modale et dynamique de couplage des vibrations axiales-torsionnelles ainsi que les résultats des simulations numériques du comportement dynamique de la structure.

On termine le manuscrit par une conclusion générale et des perspectives.

Chapitre 01

Généralités sur le forage

Ce chapitre est consacré à la technique de forage rotary et ainsi qu'aux généralités de forage et les définitions de tous les mots techniques afin de mettre le lecteur dans le confort dans la lecture du mémoire et pour mieux comprendre le système de forage ainsi que les différents modes de vibrations de la garniture de forage et les problèmes induits qui surviennent au cours de l'opération de forage. On présentera ensuite une étude bibliographique sur les modèles dynamiques des garnitures de forage. On décrit les approches théoriques principales de modélisation des vibrations des garnitures de forage et on détaille certains modèles existants dans la littérature.

Généralités sur le forage

1 Généralités sur le forage

1.1 Introduction

L'exploration pétrolière ou gazière, que ce soit en mer (offshore) ou sur terre (onshore), nécessite un processus de forage pour extraire la matière et parvenir aux réservoirs d'hydrocarbures [1]. Le forage rotary permet d'atteindre de grandes profondeurs dans de bonnes conditions techniques et de sécurité. Cette technique consiste à utiliser un outil de forage vissé à l'extrémité basse d'un train de tiges (garniture de forage) et sur lequel sont appliquées une force et une rotation. La force, appelée poids sur l'outil (WOB) et la rotation, combinées, permettent de couper la roche. La rotation est appliquée le plus souvent en surface par la table de rotation, elle est transmise jusqu'au fond du puits par l'intermédiaire du train de tiges. Le poids est assuré par un ensemble de tiges lourdes (masses-tiges) qui constituent la partie inférieure de la garniture. Les tiges permettent aussi d'acheminer sous pression du fluide de forage (la boue). Celle-ci refroidit l'outil et assure l'évacuation des débris de roche. Pour assurer la solidité à long terme du puits et le préserver contre les venues d'eau, des tubages sont descendus et cimentés à la paroi du puits. Un processus de forage est un dispositif qui assure l'extraction de la matière pour réaliser un puits. Cette tâche se déroule via la contribution de plusieurs organes qui se composent de deux groupes : l'installation de forage (plate-forme) située à la surface et la garniture qui opère dans le puits. L'installation de forage sert de support aux instruments nécessaires au pilotage de la garniture. La garniture représente la partie opérative dans le puits. L'application d'une force verticale, sur le trépan, orientée dans la direction du forage est nécessaire pour le déroulement des opérations. Cette action s'effectue parallèlement à la rotation du trépan dont les taillants désagrègent la roche. Ce chapitre présente les composantes intrinsèques à l'installation et à la garniture de forage, leurs interactions et leurs variables.

1.2 Description d'un processus de forage

Le processus de forage rotary se découpe en deux grands ensembles : l'installation et la garniture de forage. La figure 1.1 présente les différents constituants d'un processus de forage.

Généralités sur le forage

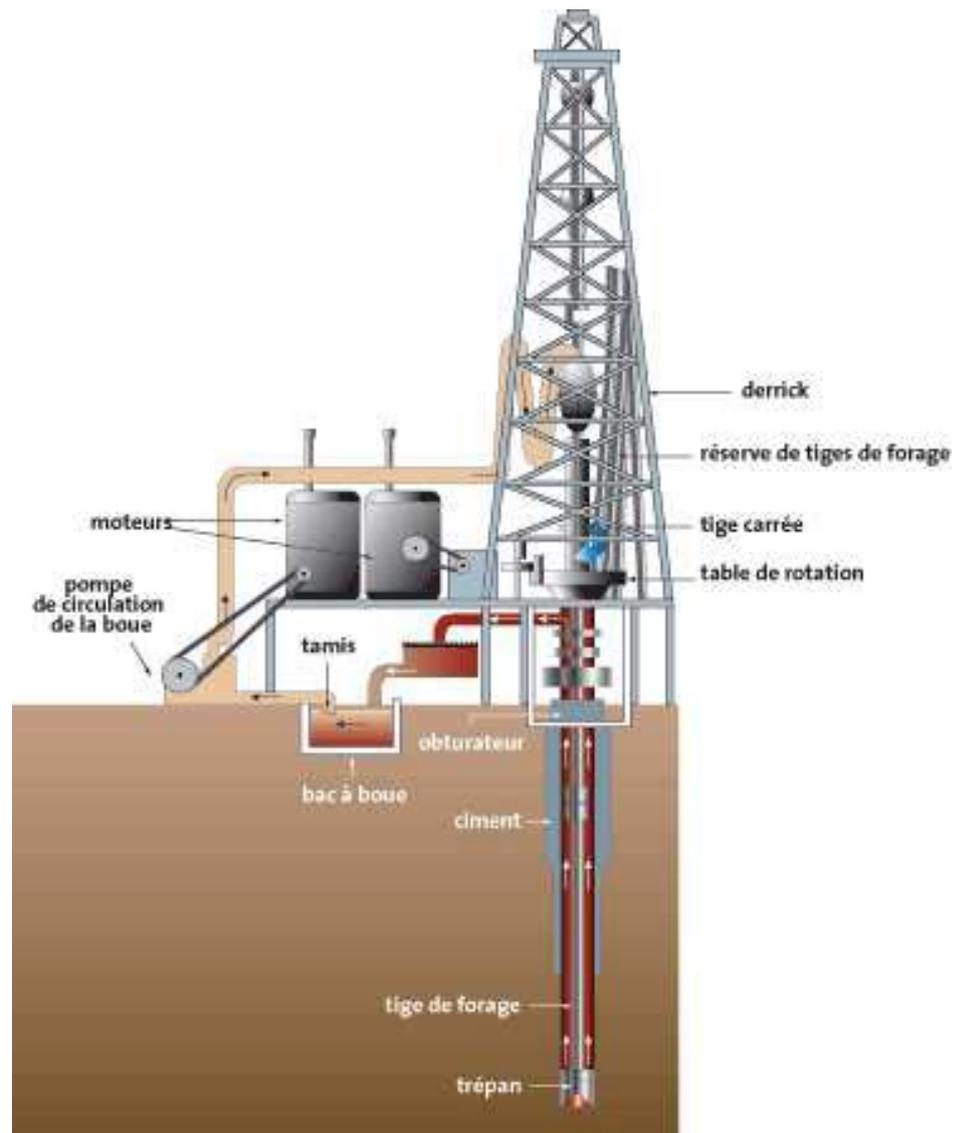


Figure 1.1 : Système de forage

1.2.1 Installation de forage

L'installation de forage possède plusieurs modules : le système hydraulique (pompe et bac à boue), le système d'alimentation (moteurs), les obturateurs, la table de rotation, les réserves des tiges de forage ainsi que le système de suspension qui renferme le derrick [1].

1.2.1.1 Système hydraulique

La circulation du fluide dans le processus de forage est assurée par une pompe de circulation. La pompe est connectée à un bac à boue et disposant d'un tamis pour le filtrage des déblais issus du forage avant la réinjection de ce fluide dans le puits. Plusieurs catégories de pompes de circulation existent dont la pompe à cavités progressives.

Généralités sur le forage

La pompe est rotative, volumétrique et constituée d'un engrenage composé de deux éléments hélicoïdaux : le rotor et le stator. La géométrie de l'ensemble comprend plusieurs séries de cavités séparées. La rotation du rotor dans le stator entraîne le déplacement axial du fluide de cavité en cavité, créant ainsi une action de pompage.

1.2.1.2 Système d'alimentation

Les moteurs électriques ou hydrauliques sont les sources d'alimentation les plus fréquentes dans l'industrie pétrolière. L'énergie produite est transmise sous forme électrique ou mécanique vers les différents constituants de l'installation : la pompe de circulation, le treuil et la table de rotation. La nécessité de réaliser des puits déviés incite l'utilisation des moteurs embarqués afin d'accéder aux poches latérales contenant des hydrocarbures.

1.2.1.3 Système de rotation

Le système de rotation regroupe une table de rotation (rotary table), une tige d'entraînement (kelly) et une tête d'injection (top drive).

1.2.1.4 Système Top Drive

Le top drive est un organe récemment introduit aux chantiers, plus précisément aux appareils de forage c'est un équipement de forage, entraîné par un moteur électrique ou hydraulique, suspendu sur le derrick (mat) à l'aide d'un rail et d'un moufle mobile. Il fait tourner la garniture de forage par l'extrémité de son arbre principale. Le top drive remplace plusieurs équipements en même temps tels que la tige carrée (Kelly), table de rotation, crochet de levage, tête d'injection. Le top drive comporte trois parties principales une partie mécanique, une partie électrique, et une partie hydraulique.

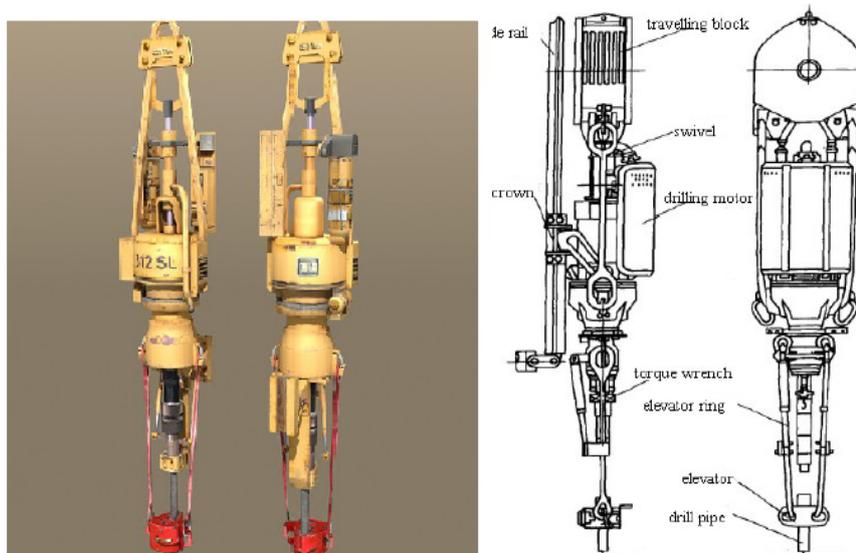


Figure 1.2 : Top Drive

En plus de l'entraînement de la garniture de forage le top drive peut effectuer plusieurs autres opérations tel que :

- Forage (en utilisant le moteur électrique).
- Remontée et descente des tiges de forage.

Généralités sur le forage

- Serrage et desserrage des connections.
- Circulation de la boue.
- Manipulation des tiges en utilisant les bras.
- Blocage de la garniture de forage.

Ces fonctions peuvent être réunies sous trois principaux rôles qui sont : La rotation, la manipulation, et l'injection ou la circulation.

Les moteurs électriques des Top Drive sont de deux types : des moteurs à courant continu (DC) et des moteurs à courant alternatif (AC).

1.2.1.5 Système de suspension

La tâche dédiée au système de suspension réside dans les déplacements du processus de forage (montée, descente) et dans le contrôle du poids appliqué sur l'outil. Il dispose d'un derrick, pouvant présenter une hauteur de plus de 80 mètres, un crochet et un treuil motorisé. Le derrick représente le point culminant de la plateforme. C'est une tour métallique qui soutient une tige au bout de laquelle se situe le trépan. La tige est rallongée au fur et à mesure que le trépan opère.

1.2.2 Garniture de forage

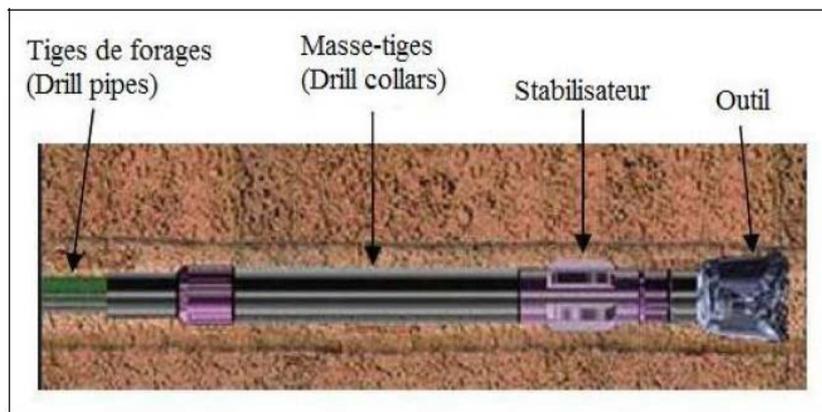


Figure 1.3 : Garniture de forage

La garniture désignée aussi par arbre de forage, en raison de la mécanique de liaison qu'elle établit entre la motorisation rotative en surface (table de forage) et le trépan, correspond à la partie opérative dans le puits. Elle effectue plusieurs tâches dont la transmission de l'énergie nécessaire à la désagrégation de la roche, le guide et le contrôle de la trajectoire du puits, la transmission de la force de poussée ainsi que la circulation du fluide. Elle est constituée essentiellement des trains de tiges (Drill pipes) de 9 m de long chacune raccordées entre-elles par des joints filetés et l'assemblage du fonds BHA. A cela se greffent des accessoires tels que les stabilisateurs, les amortisseurs de choc, les systèmes de mesures etc. La profondeur des forages est généralement comprise entre 2000 m et 4000 m. Dans certains cas extrêmes, la profondeur forée peut atteindre 10000 m. Le diamètre du trou fore est compris entre 10 et 50 cm.

Généralités sur le forage

Les principaux éléments de la garniture de forage sont :

- La tige d'entraînement ou Kelly (très souvent remplacée par une tête d'injection motorisée : Power Swivel ou Top Drive System) qui permet de transmettre la rotation.
- Les tiges de forage (Drill Pipes).
- Les tiges lourdes (Heavy Weight Drill Pipes).
- L'assemblage de fond (Bottom Hole Assembly).

Les fonctions principales des garnitures sont :

- Transmettre le mouvement de rotation et l'énergie nécessaire à l'outil de forage pour la destruction de la roche ;
- La réalisation, le contrôle et le guidage de la trajectoire de l'outil de forage ;
- Fournir du poids sur l'outil ;
- Elle constituant un moyen de circulation du fluide de forage à partir de la surface jusqu'à l'outil tout en minimisant les pertes de charge.

1.2.2.1 Tiges de forage (Drill pipes)

Les tiges de forage sont des tubes creux, à paroi mince, en acier ou en alliage d'aluminium, ils sont utilisés sur les garnitures de forage. Elles sont creuses pour permettre au fluide de forage d'être pompé dans le trou à travers l'outil et de remonter à la surface dans l'annulaire. Elles viennent dans une variété de tailles, et d'épaisseurs de paroi, mais sont généralement de 27 à 32 pieds (8 à 10 mètres) de longueur. Ces tiges se composent d'un corps sans soudure avec deux raccords (Tool Joints) aux deux extrémités afin de pouvoir les visser les unes aux autres, ces raccords sont soudés au corps.

Les tiges existent en trois "Range", le range indique la longueur totale du corps de la tige avant soudure des tool joints :

- Le range I correspond à des tiges de longueur comprise entre 18 pieds (5.48 m) et 22 pieds (6.71 m),
- Le range II à des tiges de longueur comprise entre 27 pieds (8.23 m) et 30 pieds (9.15 m),
- Le range III à des tiges de longueur comprise entre 38 pieds (11.58 m) et 45 pieds (13.72 m).

Les tool joints actuellement utilisés sont rapportés et soudés par friction sur le corps de la tige. Ils ont un diamètre extérieur supérieur que celui du corps, ce qui génère un épaulement. Cet épaulement à 18 degrés du tool joint femelle, utilisé pour la manutention de la garniture avec l'élévateur, à remplacé l'épaulement à 90 degrés utilisé autrefois.

Au fur et à mesure de l'utilisation des tiges de forage, celles-ci vont s'user par frottement contre les parois du puits. Les tool joints et le corps de la tige vont perdre de l'épaisseur, cette diminution des sections entraîne une perte de résistance mécanique des tiges.

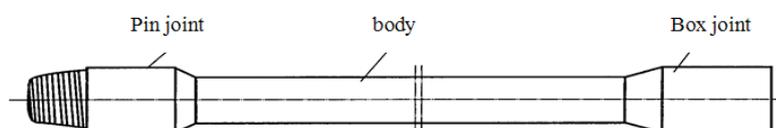


Figure 1.4 : Drill pipe

Généralités sur le forage

1.2.2.2 Les tiges lourdes (Heavy Weight Drill Pipes)

Les tiges lourdes ont sensiblement les mêmes dimensions extérieures que les tiges de forage, sauf une surépaisseur centrale et des tool joints plus longs. Elles sont donc plus lourdes et plus résistantes au flambage que les tiges de forage. Le corps de la tige standard a une limite élastique minimale de 55 000 psi (380 MPa), mais des aciers allant jusqu'à 105 000 psi (725 MPa) sont parfois utilisés pour les tiges lourdes de compression.

Les tiges lourdes, incorporées entre les tiges et les masses-tiges, sont des tiges de transition. Elles assurent une meilleure continuité mécanique entre ces deux éléments de la garniture afin de diminuer les concentrations de contraintes, résultants à la fois des efforts de flexion alternée et des efforts générés par les régimes de vibrations transversales et de torsion au cours de la rotation de la garniture. Les concentrations de contraintes sont d'autant plus élevées que la courbure ou le changement de courbure (dog legs) du puits sont importants. Dans les puits verticaux, les tiges lourdes sont utilisées uniquement comme tiges de transition. 6 à 7 longueurs de tiges lourdes sont généralement incorporées dans la garniture. Elles sont utilisées également dans les puits déviés comme tiges de transition et en remplacement des masses-tiges pour fournir le poids sur l'outil. Leur grande flexibilité leur permet de diminuer le couple de rotation, les efforts de frottement à la remontée de la garniture et les risques de coincement par pression différentielle.

1.2.3 Assemblage de fonds (Bottom Hole Assembly)

L'assemblage de fond, Bottom Hole Assembly (BHA), correspond à la partie inférieure de la garniture de forage et renferme les trains de tiges, les stabilisateurs ainsi que le trépan. Sa longueur fluctue entre 100 et 300 mètres et dépend de la pression envisagée. Les éléments du BHA sont :

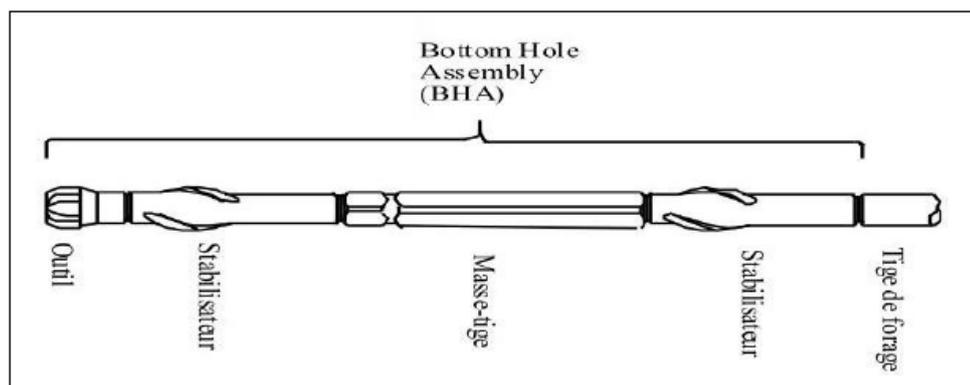


Figure 1.5 : Assemblage de fond (BHA)

1.2.3.1 Masse-tiges (Drill collars)

Des composants de la garniture de forage qui fournissent du poids sur l'outil. Les masse-tiges sont des conduites tubulaires à parois épaisses usinées à partir de barres d'acier solides, généralement en acier ordinaire au carbone, mais parfois en alliage nickel-cuivre non magnétique ou d'autres alliages non magnétiques de qualité supérieure. Les barres d'acier sont forées d'un bout à l'autre pour permettre le passage des fluides de forage. Enfin, les raccords filetés, mâle à une extrémité et femelle à l'autre, sont de même diamètre que le corps de la tige, ils sont coupés afin que plusieurs masses-tiges puissent être vissés ensemble avec d'autres outils de fond pour former un assemblage de fond (BHA).

Généralités sur le forage

Le rôle des masses-tiges est essentiel dans la garniture car elles conditionnent la bonne utilisation de l'outil de forage. Elles permettent de :

- Appliquer du poids sur l'outil de forage pour fournir la force descendante nécessaire pour que l'outil creuse efficacement la roche, donc une partie des masses-tiges travaille en compression.
- Guider et contrôler la trajectoire de l'outil afin d'atteindre l'objectif prévu et obtenir un trou permettant la descente du tubage.

À l'origine, les tiges de forage étaient utilisées pour mettre du poids sur l'outil et les instrumentations étaient nombreuses, d'où l'idée de se servir des tubes plus rigides au-dessus de l'outil.

Les masses-tiges travaillent en compression. Pour limiter le flambage, la fatigue et les ruptures de la garniture, on est amené à choisir les masses-tiges les plus rigides possibles et en nombre limité pour réduire les problèmes liés aux connexions.



Figure 1.6 : Drill collar

1.2.3.2 Stabilisateurs

Ils se situent dans la garniture de forage et plus particulièrement dans les masses tiges, ils servent à centrer la tige dans le trou et permettent également de contrôler le comportement directionnel de la garniture suivant leurs nombre et position. Les stabilisateurs continuent à jouer ce rôle malgré l'utilisation croissante des nouveaux systèmes de plus en plus sophistiqués de contrôle de la direction du forage.

L'utilisation de trois stabilisateurs paraît être un maximum compte tenu des frottements importants qu'ils induisent dans le puits. Il existe plusieurs types de stabilisateurs parmi eux on peut citer :

- Stabilisateur à lames soudées.
- Stabilisateur à lames intégrées.
- Stabilisateur à chemises interchangeable.
- Stabilisateur à chemises non rotatives.

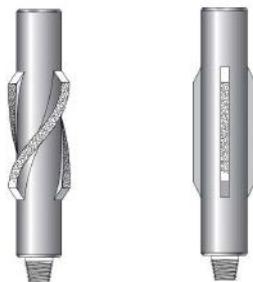


Figure 1.7 : Stabilisateur

Généralités sur le forage

1.2.3.3 Équipements de mesures pendant le forage (Measurement While Drilling, MWD)

De nombreux systèmes permettant l'acquisition des mesures sont incorporés dans le processus de forage et conditionnent le bon déroulement des opérations. Ils assurent la transmission des informations, pendant le forage, vers la surface, ils sont placés au fond (à quelques mètres au-dessus de l'outil de forage) ou bien en surface. Les systèmes de mesures MWD sont transportés dans les puits en étant soit intégrés dans l'assemblage de fond soit embarqués dans les masses tiges. Ils délivrent les mesures relatives aux natures des roches, aux pressions dans le puits, aux températures, aux vibrations, aux chocs, aux couples etc... Quelques mesures peuvent être enregistrées dans les systèmes MWD et les autres sont transférées à la surface en utilisant le système téléométrique modulé par la boue ou d'autres sources de transmissions de données. Ces appareils de mesures ont révolutionné le monde du forage directionnel en permettant au processus de forage de se munir d'accéléromètres et de magnétomètres fournissant à la surface les inclinaisons et les azimuts des puits. Les mesures suivantes sont transmises par les systèmes MWD :

- la vitesse de rotation des trains de tiges et donc du trépan ;
- les types et sévérités des vibrations ;
- la température dans le puits ;
- le couple et le poids agissant sur le trépan ;
- le débit du fluide de forage.

L'augmentation de la fréquence d'acquisition de ces mesures permet d'effectuer en temps-réel un pilotage fin de la garniture de forage. La majorité des dispositifs MWD intègre ou est en liaison avec des dispositifs nommés digraphes pendant le forage (Logging While Drilling, LWD). Ils fournissent des mesures décrivant les propriétés de la formation et caractérisant des informations géologiques telles que, la porosité, la résistivité, l'inclinaison, la résonance magnétique, la pression de la formation etc...

1.2.3.4 Équipements d'amortissement des chocs

Ils amortissent les vibrations axiales pour protéger les tiges et l'outil contre des chocs violents.

1.2.3.5 Moteur fond de trou

C'est un moteur de type moineau qui utilise la puissance hydraulique de la boue de forage pour fournir à l'outil de forage plus de couple en rotation. C'est un élément indispensable du forage directionnel mais il peut entraîner des vibrations latérales à l'outil

1.2.3.6 Trépans

Une variété de trépans présentant des géométries spécifiques existent. Ils sont conçus pour forer une certaine gamme de roches et sont choisis en fonction des puits à réaliser. Ils se catégorisent en deux : les trépans tricônes et les trépans monobloc de type PDC (diamants synthétique polycrystalline). Les trépans tricônes sont principalement composés d'acier ou de carbure de tungstène. Tandis que les monoblocs de type PDC sont composés de diamants, ou de diamants synthétiques. La grande différence entre ces deux familles de trépans réside dans leurs façons d'arracher la roche.

Généralités sur le forage

- **Trépans tricônes**

Les trépans tricônes disposent de trois cônes rotatifs (molettes libres) qui embarquent des plaquettes de coupe conçues en fonction de la roche à forer. Ils peuvent être en acier, en carbure de tungstène ou en diamant. L'arrachage de la roche s'effectue lorsque les cônes effectuent des rotations autour du trépan. Le principal mode de destruction de la roche, par les taillants fixés sur les molettes, est le poinçonnement. Il se déroule par la pénétration verticale du taillant dans la roche sous l'effet d'un effort normal créant un champ de contraintes au voisinage du taillant. Lorsque les limites à la rupture sont atteintes un déblai se produit. Ce type de trépan est particulièrement adapté lorsque les roches à forer présentent une forte dureté.

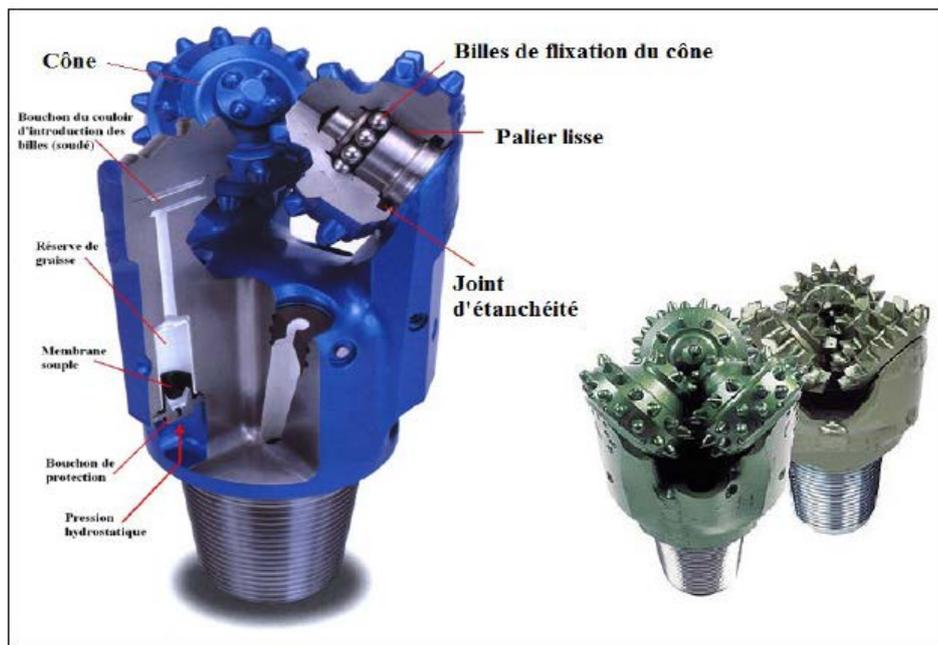


Figure 1.8 : Outil de forage tricône

- **Trépans monobloc (PDC)**

La rotation du train de tiges entraîne celle du trépan. Ces trépans se composent de diamant naturel ou synthétique brasé sur du carbure de tungstène. Ils sont connus sous le nom PDC et détruisent la roche par cisaillement. Le cisaillement caractérise l'opération durant laquelle les taillants pénètrent la roche dans un mouvement parallèle à la surface de la roche et un déblai est obtenu dès que les limites à la rupture sont atteintes. L'emplacement des pastilles dans ce type de trépan est primordial pour son optimisation et présente une influence considérable sur la vitesse de pénétration de la garniture, sur l'équilibre du trépan ainsi que l'évacuation des déblais.

Généralités sur le forage

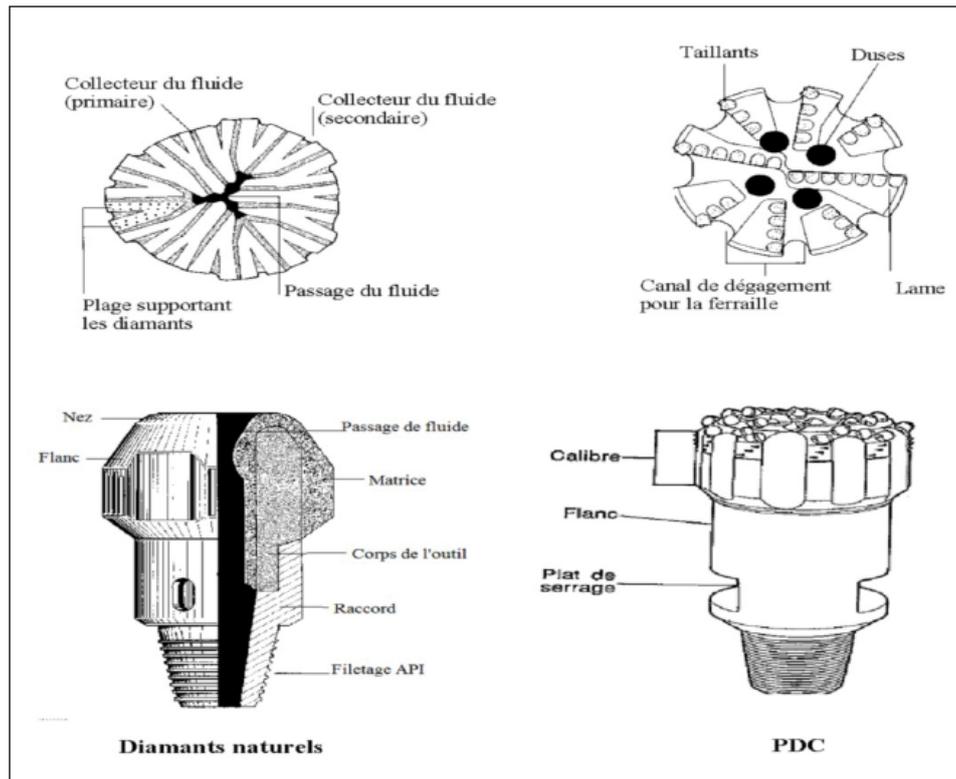


Figure 1.9 : Outil de forage monobloc (PDC)

1.3 Progression du forage

Le forage est un processus graduel combinant plusieurs phases. Lors de chaque phase, l'assemblage de fond est remonté à la surface pour la maintenance du processus, pour le tubage et la cimentation de la partie forée. Le tubage consiste à déployer des tubes en acier dans le puits (Casing). Dans certaines situations, le tubage peut être enroulé (Coil tubing) et correspond au déploiement progressif d'un tube simultanément au forage. Dans toutes les situations le tubage permet de consolider les parois du puits au cours du forage, et de préparer les éléments nécessaires à la production une fois les réservoirs contenant les hydrocarbures atteints. La cimentation consiste à cimenter l'annulaire à la fin de chaque phase de casing. Ce processus correspond à l'installation d'un anneau de ciment favorisant l'obtention d'un lien étanche et résistant entre le corps du tube et les parois du puits. Pendant le forage la partie basse du puits n'est pas couverte (Open Hole) tandis que sa partie supérieure est tubée : c'est le (Cased Hole). Enfin, le bon déroulement du forage est conditionné par les états du système de circulation du fluide et du trépan [1].

1.3.1 Système de circulation du fluide

Une pompe hydraulique assure la circulation du fluide qui transite par les trains de tiges, puis sort du trépan et remonte par les espaces annulaires. L'espace annulaire désigne le domaine qui sépare la garniture de forage du puits. L'injection du fluide sur la roche à perforer s'effectue continuellement et permet l'évacuation des déblais vers la surface. Elle contribue également à la lubrification et au refroidissement des organes du processus de forage et à

Généralités sur le forage

l'équilibre hydrostatique du puits. En fonction des performances recherchées, plusieurs types de fluide peuvent être utilisés.

1.3.2 Fluide de forage de type boue

La boue de forage est un mélange d'eau ou d'huile, d'argile (bentonite), d'additifs chimiques (polymères) et de la baryte (réglage du poids). Elle permet l'évacuation des déblais et contribue à la compréhension de la nature géologique des milieux traversés. Le fluide doit être compatible avec les roches à forer pour garantir le bon déroulement du forage. A titre d'exemple, l'utilisation d'un fluide de forage de type eau favorise la dilatation de certaines formations et occasionne des gênes dans les opérations. Pallier cet inconvénient a nécessité à recourir au fluide de forage de type huile. La boue de forage permet également de contrebalancer la pression des fluides rencontrés en profondeur afin d'éviter d'éventuelles irrptions en surface. Le forage utilisant la boue peut favoriser la rentrée du liquide dans le puits, humidifier les déblais voire les compacter. Ce qui engendre l'encrassement du puits et empêche la circulation du fluide. La boue de forage circule en circuit fermé dans le puits : elle est injectée dans le puits à l'intérieur des tiges, remonte dans l'espace annulaire entre le bord du trou et les tiges. Cette boue sert de lubrifiant. Elle permet de maintenir les parois du puits et les fluides contenus dans les formations et de remonter les déblais de roche. Elle sert aussi à refroidir l'outil.

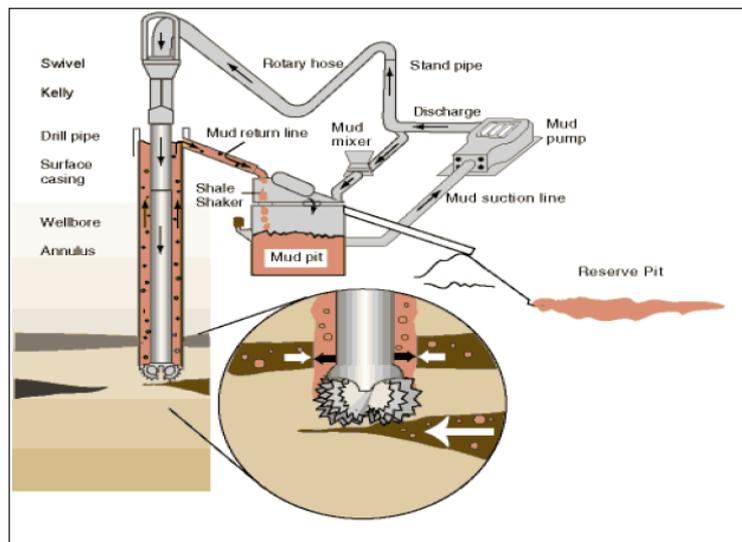


Figure 1.10 : Circulation de la boue

1.4 Variables de forage

Les variables de forage désignent les grandeurs physiques agissant sur les performances du processus et donc sur sa vitesse de pénétration. Elles se matérialisent par des facteurs mécaniques et hydrauliques [1].

Généralités sur le forage

1.4.1 Facteurs mécaniques

1.4.1.1 Poids agissant sur le trépan (Weight On Bit, W)

Le poids agissant sur le trépan représente un effort longitudinal de compression suivant l'axe de révolution du trépan. Cet effort permet aux taillants de s'incruster dans la roche et il est souvent utilisé de façon à tirer profit du poids des masses tiges. La valeur du poids dépend de la dimension et du type de trépan, de sa vitesse de rotation et du type de formation à forer. Une partie de ce poids provient de l'hydraulique créée par l'injection du fluide qui transite par les trains de tiges.

1.4.1.2 Le couple agissant sur le trépan (Torque On Bit, T)

Le moment transmis par la garniture de forage au trépan suivant son axe de révolution représente le couple agissant sur le trépan.

1.4.1.3 La vitesse de rotation

C'est la vitesse du trépan par rapport à son axe de révolution et sa valeur dépend du système de forage utilisé. Elle peut varier entre 50 et 1000 tr/min.

1.4.2 Facteurs hydrauliques

1.4.2.1 Type de boue

Le type de boue est choisi en fonction des performances recherchées et désigne les propriétés physico-chimiques du fluide de forage. Trois types de boues sont souvent employés : la boue à base d'eau (Water Based Mud, WBM), la boue à base d'huile (Oil Based Mud, OBM) et la boue synthétique (Synthetic Based Mud, SBM). Une boue synthétique est constituée d'un mélange d'eau et d'additifs chimiques.

1.4.2.2 Débit et pression hydraulique

Le débit et la pression hydraulique représentent les variables physiques qui doivent favoriser une bonne évacuation des déblais et éviter des problèmes d'encrassement du trépan ou du puits.

1.4.2.3 Densité de la boue

L'obtention des informations relatives au puits et particulièrement le contrôle de la pression dans le puits s'effectue à travers la densité de la boue. La boue de forage ramène à la surface les déblais, mais aussi du gaz contenu dans les roches. Cela fournit des indications sur la nature des fluides se situant dans le réservoir et représente un élément important dans le pilotage de la garniture.

Généralités sur le forage

1.5 Les puits du pétrole

Le profil d'un forage pétrolier dépendra de sa profondeur (qui peut varier de quelques centaines de mètres à plus de 10 000 m).

1.5.1 L'architecture des puits

Pour des raisons techniques évidentes il est impensable de faire un trou qui soit de diamètre constant depuis la surface jusqu'à de telles profondeurs ; le puits sera donc constitué de sections successives, de diamètres de plus en plus petits. Entre chaque phase de forage le trou est "tubé", c'est-à-dire cuvelé par une colonne de tubes en acier : le cuvelage, plus communément appelé tubage. Cette colonne de tubage est ensuite cimentée la succession des tubages cimentés correctement permet d'assurer un passage étanche jusqu'au réservoir [2].

La mise en place d'un tubage répond au souci de coffrer solidement le puits afin de :

- Isoler le puits des terrains et fluides traversés,
- Permettre d'encaisser les pressions susceptibles d'être rencontrées au cours du forage de la phase suivante,
- Assurer une assise mécanique aux éléments de la tête de puits.

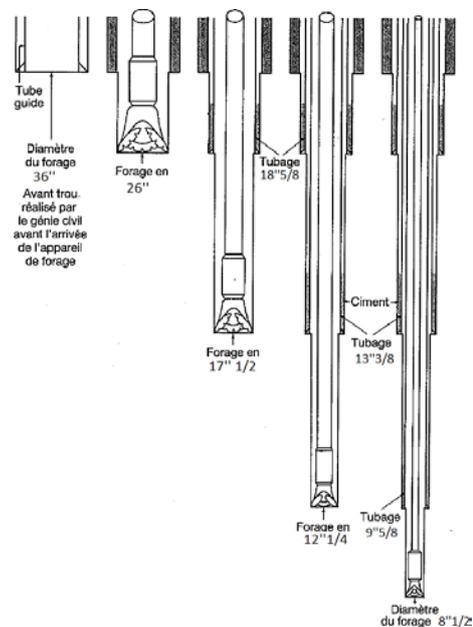


Figure 1.11 : Les étapes de forage d'un puits

1.5.1.1 Le tubage

Le tubage est constitué essentiellement de tubes fabriqués à partir de différents grades d'acier, d'épaisseurs différentes selon les contraintes auxquelles ils seront soumis, lors de leur descente et durant la vie du puits.

Les tubes peuvent être fabriqués par :

- Étirage sans soudure.
- Soudure électrique longitudinale sans apport de métal.
- Soudure par recouvrement.

Généralités sur le forage

En général, le tubage (casing en anglais) et les manchons sont caractérisés par leur type de filetage, l'APII a spécifiée quatre propriétés d'un filetage, le filetage permet de leurs vissés l'un à l'autre pour former toute la colonne de tubage comme indiqué sur le plan de forage. Il existe plusieurs accessoires de tubage comme les centreurs qui servent à centraliser le tubage sur le trou afin d'obtenir une bonne cimentation.

1.5.1.2 La cimentation

Cimenter une colonne de tubage consiste à mettre en place un laitier de ciment dans tout ou partie de l'espace annulaire entre le tubage et le trou foré. Le ciment, en faisant prise, assurera la liaison entre la colonne de tubage et le terrain.

La cimentation est une opération très importante, elle va conditionner la vie du puits. Elle a comme objectifs :

- Ancrer la colonne au sol.
- Prévenir le dévissage des tubes pendant le forage.
- Rétablir des étanchéités entre couches.
- Éviter l'éboulement du trou, supporter la paroi du trou.
- Isoler les formations productrices.
- Ancrer et suspendre les tubages.

L'opération de cimentation se fait à la fin de chaque étape de forage afin d'assurer les objectifs cités ci-dessus. Elle se fait généralement par un matériel spécialisé par des entreprises uniquement spécialisées dans ce genre d'opérations avant l'entame de la prochaine étape. Le succès de la cimentation est très important et demande une très grande vigilance de la part du personnel qui fait le travail.

1.5.2 Les types des puits

Les puits de pétrole sont divisés en plusieurs catégories selon plusieurs critères : l'endroit, la production, le but du puits et la géométrie.

1.5.2.1 Les puits conventionnels

Au début de l'industrie pétrolière, le forage de puits était une opération simple. Un emplacement de puits a été prélevé dans le réservoir supérieur et le puits a été foré directement jusqu'à la cible sous la forme d'un puits vertical. Puis le forage est devenu plus sophistiqué lorsque l'art de dévier les puits a été perfectionné. Ici, l'outil est dévié à un angle de la verticale vers une cible spécifique. Les puits déviés sont généralement forés à partir d'emplacements de forage fixes tels qu'une plate-forme offshore. Pour dévier l'outil dans la direction appropriée, un sou plié est utilisé ; Il s'agit d'un morceau de tige de forage plié à environ 1 à 2° d'angle, qui est inséré derrière la turbine à boue et orienté à partir de la surface le long de la direction prévue pour le puits.

Une technique plus récente de déviation d'un puits implique l'utilisation d'un ensemble orientable rotatif. Des signaux provenant de la surface peuvent être envoyés à l'outil pour dévier le foret dans la direction appropriée alors qu'il continue de forer en avant dans le mode rotatif. Le perçage peut être plus efficace de cette façon, car il y a moins de risque que la tige de forage se coince, elle tourne à la place des glissières et le taux de pénétration est plus rapide.

Généralités sur le forage

Les puits verticaux et modérément déviés sont appelés puits conventionnels. Ce sont les configurations de puits les plus courantes parce qu'elles sont relativement peu coûteuses à forer.

1.5.2.2 Les puits horizontaux

Les puits horizontaux sont des puits où la section du réservoir est forée sous un angle élevé, généralement avec une trajectoire pour maintenir le puits dans un intervalle de réservoir ou une zone d'hydrocarbures spécifique. Au sens strict, ces puits sont rarement parfaitement horizontaux, mais ils ont tendance à être presque horizontaux, généralement à un angle supérieur à 80° par rapport à la verticale.

Les puits horizontaux sont forés dans une configuration spécifique. La section tangentielle du puits est forée le long d'un chemin de puits dévié juste au-dessus de la section du réservoir, jusqu'à ce qu'on appelle le point de départ. À partir du point de départ, le puits est foré à un angle de plus en plus élevé, en formant un arc autour d'un angle proche de l'horizontale. Le point auquel le puits entre (ou se pose) dans le réservoir s'appelle le point d'entrée. A partir de là, le puits continue à une orientation quasi horizontale avec l'intention de le maintenir sensiblement à l'intérieur de la cible du réservoir jusqu'à ce que la longueur de pénétration horizontale désirée soit atteinte.

Un problème dans le forage d'un puits horizontal est de localiser le point de départ à peu près à la bonne distance au-dessus du réservoir. Le point de départ sera planifié pour une profondeur spécifique au-dessus de la profondeur de la zone cible prévue, de sorte qu'il y aura assez de place pour faire tourner le puits, de manière à entrer dans la cible à un angle proche de l'horizontale. Un puits horizontal peut être foré géométriquement lorsqu'il y a une confiance raisonnable dans la géométrie du réservoir prévue. Les cibles sont définies au point d'entrée et à la profondeur totale, et le puits est foré selon un plan géométrique défini entre eux.

1.5.3 Trajectoires de puits de forage

Dans le passé, tous les puits forés étaient verticaux. Mais pour atteindre des cibles de plus en plus rares et de moins en moins accessibles (pour des raisons géographiques, topographiques, géologiques, ...) et grâce à des techniques de plus en plus sophistiquées, le forage directionnel (ou dirigé) est devenu de nos jours très courant et incontournable. Dès les années quatre-vingt dix, ce type de forage trouve son développement technologique dans plusieurs applications comme les puits à grand déport le forage horizontal et le forage multilatéral en plusieurs niveaux.

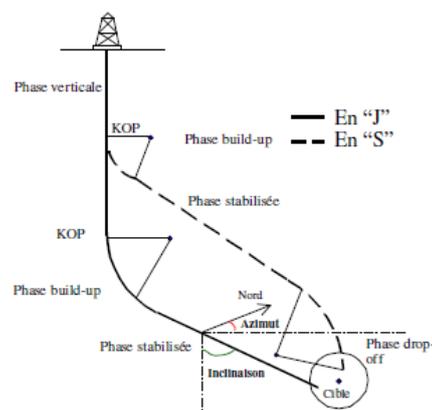


Figure 1.12 : Trajectoires classiques de type Jet S

Généralités sur le forage

Ces deux classes de trajectoires bidimensionnelles sont les plus utilisées dans la phase planification. Toutefois, si, au cours du forage, de telles trajectoires ne sont pas possibles pour atteindre la cible, il faut avoir recours à des trajectoires plus complexes pouvant avoir un fort caractère tridimensionnel. De nos jours les trajectoires dites classiques commencent à laisser place à une nouvelle génération de trajectoires plus complexes où la courbure (par changement d'orientation dans le plan) et le gauchissement (par changement d'orientation dans l'espace) deviennent de plus en plus prononcés.

1.6 Les vibrations de la garniture de forage

Dans la réalité, le mouvement de rotation du train de tiges n'est pas parfaitement régulier et uniforme. En effet, le train de tiges est une structure très élancée, flexible, évoluant dans un environnement complexe et subissant des sollicitations irrégulières. De ce fait, les vibrations mécaniques sont inévitables lors des opérations de forage car elles constituent la cause majeure de la fatigue des systèmes de forage. Les vibrations du train de tiges peuvent être classées en trois catégories: axiales, latérales et de torsion, l'excès de ces vibrations mène à des phénomènes de : Bit-Bounce (Vibrations axiales), Stick-Slip (Vibrations torsionnelles), Whirl (Vibrations latérales). Les foreurs connaissent les vibrations intimement associées au forage par leur effets en surface : mouvement du train de sonde, frottement du câble de forage lorsqu'il entre en résonance avec les vibrations émises par l'outil, répercussions sur l'indicateur de poids...ect.

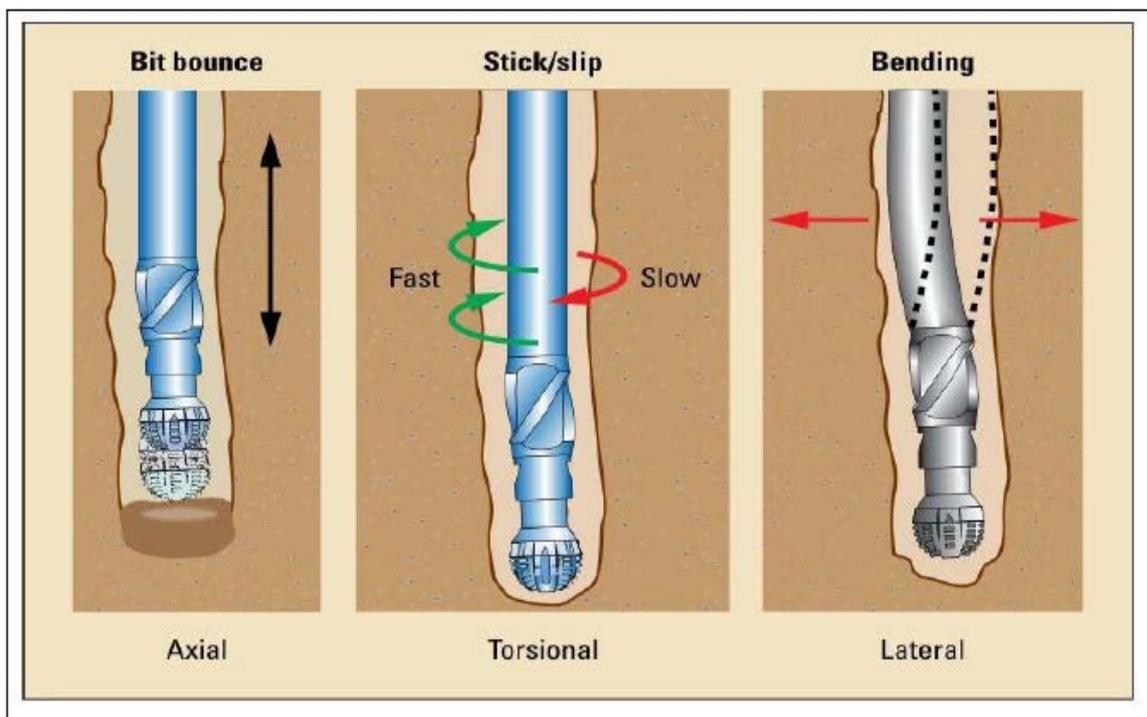


Figure 1.13 : Vibrations de la garniture de forage

Généralités sur le forage

Type de vibrations	Forme dégénérée	Origine physique	Étendue de la Propagation
Axiales	<i>Bit-Bounce</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Pour les tricône: apparition d'un motif trilobé à l'interface outil-roche - Pour les outils PDC: inconnue 	Totalité du train de tiges
Torsionnelles	<i>Stick-Slip</i>	Différence entre les coefficients de frottement statique et dynamique au niveau de l'outil	Totalité du train de tiges
Latérales	<i>Whirl</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Excentricité du centre de masse des tiges (effet de balourd) - Flambage 	Uniquement la partie basse du train de tiges

Tableau 1.1 : Récapitulatif des différents types de vibrations

1.6.1 Les enjeux de la maîtrise des vibrations

Lorsque l'amplitude des vibrations devient considérable, ces dernières peuvent provoquer de sérieux problèmes pour les foreurs. En effet des vibrations importantes et incontrôlées:

- Conduisent à une fatigue accélérée des tiges de forages par le biais des chargements cycliques générés par les vibrations. Ceci peut conduire à un endommagement ou bien même à une rupture prématurée du train de tiges avec toutes les conséquences catastrophiques que cela induit;
- Réduisent la pénétration de l'outil et l'efficacité du processus de forage, une grande partie de l'énergie étant perdue via les vibrations;
- Endommagent les outils électroniques de mesure embarqués;
- Accélèrent l'usure de l'outil de forage;
- Elargissent le trou foré et influent sur la stabilité et la régularité des parois du puits;
- Induisent un mauvais contrôle directionnel de la trajectoire du puits. Les vibrations rendent en effet difficile le maintien de l'orientation de l'outil ;

La maîtrise des vibrations des systèmes de forage est devenue un enjeu majeur dans la réussite économique d'un forage pétrolier étant donné le contexte actuel de l'industrie pétrolière:

Généralités sur le forage

- Les forages sont de plus en plus profonds (des profondeurs de l'ordre de 8000m sont devenues courantes à l'heure actuelle), les roches rencontrées sont de plus en plus dures ce qui génère de plus fortes vibrations;
- Les trajectoires de puits deviennent géométriquement plus complexes et la précision est dorénavant primordiale. Les vibrations, qui sont d'ailleurs amplifiées par la complexité même de la géométrie du puits, sont à proscrire à cause de la perte de contrôle directionnel qu'elles peuvent engendrer;
- Les nouveaux outils sophistiqués MWD sont extrêmement onéreux. Ils sont de plus particulièrement vulnérables aux vibrations (surtout les vibrations latérales);

L'identification et le contrôle des vibrations, et de manière plus générale, la compréhension et la maîtrise de la dynamique des systèmes de forage est un domaine d'intérêt considérable si l'on considère les économies importantes et les performances accrues qui peuvent être concrétisées.

L'état de L'art

La recherche en mécanique s'est intéressée très tôt au problème des vibrations du train de tiges de forage, le premier article traitant du sujet date de 1960[3]. Depuis, Les vibrations du train de tiges et, de manière plus générale, les phénomènes dynamiques associés au forage pétrolier ont été étudiés de manière extensive dans la littérature scientifique et technique [7], [8], [9], [10], [13], [14], [28]... Ceci a donné lieu à un nombre impressionnant de publications où toutes les facettes du problème semblent avoir été abordées de manière plus ou moins détaillée, ainsi:

- Un grand nombre de modèles théoriques ont été proposés pour simuler le comportement dynamique d'un système de forage [7], [8], [9], [36];
- Chaque phénomène dynamique (bit-bounce, stick-slip, whirl) a fait l'objet d'une étude ciblée et détaillée [8], [9], [10], [11], [13];
- Des procédures opérationnelles, des outils de simulation numérique ainsi que des dispositifs matériels ont été élaborés pour atténuer les dégâts dus aux phénomènes dynamiques [13], [14], [24], [28].

Le développement des modèles dynamiques est étroitement lié au développement des équipements de mesure en surface et au fond, qui a commencé dans les années 60 [3],[5]. Dans la modélisation des phénomènes vibratoires on trouve dans la littérature les approches des modèles à paramètres localisés [13] et les modèles à paramètres distribués [4], [13],[14], [29].

Dans le présent travail on a opté pour les modèles à paramètres distribués en adoptant la méthode des éléments finis.

Chapitre 02

Analyse et modélisation des vibrations axiales

Ce chapitre expose l'analyse et la modélisation des vibrations axiales. Il met aussi en valeur le phénomène de Bit_bounce en expliquant ses causes et ses conséquences. On développe en premier lieu les équations de mouvement axial de la garniture de forage considérée comme une poutre dans un puits ayant une architecture verticale. Ensuite, on présente la méthode numérique de résolution des équations de et les résultats de l'analyse modale pour le modèle complet et réduit, et enfin présenter les résultats de l'étude dynamique.

Analyse et modélisation des vibrations axiales

2 Analyse et modélisation des vibrations axiales

Les vibrations axiales (figure 2.1) sont les premières à être observées puisque ce mode de vibrations se propage facilement vers la surface et sont à l'origine des fluctuations du poids sur l'outil. Ces fluctuations affectent le taux de pénétration de l'outil dans la roche et mènent à l'interruption du forage. Les vibrations axiales sont dues essentiellement aux rugosités des roches forées et aux effets de la pompe à boue et du moteur fond du trou. Les vibrations axiales les plus éprouvantes pour le matériel sont associées à un rebond important du terrain (**bit-bounce**). Elles se produisent dans les terrains durs qui renvoient une partie importante de l'énergie vers la garniture de forage. Dans ce cas, l'amplitude du rebond peut devenir considérable [24].



Figure 2.1 : Vibrations axiales

2.1 Phénomène de Bit_bounce

Le « bit bounce » est une forme sévère des vibrations axiales, ces vibrations peuvent se propager à la surface et engendrent un phénomène de résonance de l'installation de surface. Ce phénomène se produit quand l'outil est en contact intermittent avec le fond du trou. L'outil tricône est plus propice pour développer ce type de vibrations. Le bit-bounce est considéré comme un mode de vibrations forcées qui peuvent être contrôlées en changeant la fréquence d'excitation, ce qui revient à faire varier la vitesse de rotation.

2.1.1 Le bit-bounce (cas du forage au tricône)

Le phénomène instable caractéristique du mode de traction-compression, ou mode axial, est appelé "bit-bounce", en référence au rebond de l'outil sur le fond de trou, dans la direction d'avancement. Sa forme la plus répandue est liée à l'utilisation d'outils tricônes, c'est-à-dire à trois molettes. Ce mode de vibration est auto-entretenu du fait que le front de coupe perd sa symétrie de révolution et prend une forme caractéristique trilobée, liée à la géométrie de l'outil tricône. L'irrégularité du motif fait alors entrer la garniture en résonance axiale.

Analyse et modélisation des vibrations axiales

2.1.2 Le bit-bounce (cas du forage à l'outil PDC)

Il existe une forme plus rare de bit-bounce qui se manifeste avec les outils PDC. Elle a été étudiée par quelques auteurs. Ils ont proposé que le mécanisme à l'origine de l'auto-entretien de ces vibrations soit lié à la régénération de l'ondulation du front de coupe. Ce phénomène est attribué à un agencement régulier des taillants de l'outil PDC, qui, conjugué à une vitesse de rotation adaptée, fait entrer la garniture en résonance axiale, d'une manière similaire à ce qu'on observe dans le cas du bit-bounce des outils à molette. Ces auteurs ayant choisi d'adopter une approche analytique pour calculer la géométrie des fonds de trou creusés par les outils PDC, les géométries d'outils considérées sont très simplifiées (outils à trois taillants et saignées interactives et outils à lames droites et saignées non interactives). Cependant, sur le terrain, les vibrations axiales des outils PDC restent un phénomène marginal.

Le bit-bounce se produit préférentiellement avec les outils tricônes, dans les roches dures et les puits sub-verticaux. Ces variations peuvent user prématurément certaines parties de l'outil de forage comme les joints d'étanchéité, les roulements et aussi les inserts. A faible profondeur, ces vibrations peuvent se propager en surface et mettre en péril les équipements de surface ("kelly-bounce"). Le bit-bounce s'accompagne aussi éventuellement de variations intenses de la pression de boue ainsi que d'une diminution de la vitesse d'avance du forage. Le bit-bounce se produit pour certaines vitesses de rotation préférentielles, appelées vitesses critiques. Pour l'outil à trois molettes, celles-ci correspondent au tiers des fréquences de résonance de la garniture. Pour s'en débarrasser, il existe des remèdes assez efficaces qui consistent à éviter d'entraîner la garniture à une vitesse de rotation correspondant à l'une des vitesses critiques (une diminution de la vitesse de rotation est souvent préférable) ou à augmenter le poids sur l'outil. On considère généralement que le bit-bounce est un phénomène auto-entretenu. Cependant, il est avant tout lié à la rotation des tiges. On pourrait donc tout autant considérer que c'est un phénomène vibratoire forcé.

2.2 Facteurs influents sur les vibrations axiales

Ci-dessous on cite les facteurs influant les vibrations axiales [6] :

2.2.1 L'effet du terrain

On peut distinguer deux types de comportement des roches sous l'effet du poids sur l'outil appliqué et le couple de rotation

- Soit la roche à un comportement ductile, comme dans la plupart des marnes ou argile; le processus de destruction se fait par l'extrusion d'un copeau composé de tranche de terrain empilées et compacté.

- Soit la roche à un comportement friable (calcaire) le processus de destruction se fait par broyage sous le taillant et par fracturation.

Pour les roches friables, le caractère progressif et irrégulier du mode de création des fissures provoque des fluctuations importantes au niveau de la résultante des forces d'un taillant. Pour les roches ductiles les variations de la résultante des forces sont beaucoup plus faibles autour d'une valeur moyenne. Ces observations permettent de comprendre que les oscillations de vibrations existe au niveau du taillant lui même, en particulier dans les changements de terrain, et avec d'autant plus d'amplitude que le terrain devient dur et /ou plus friable.

Analyse et modélisation des vibrations axiales

2.2.2 L'effet du trépan

Le trépan doit être adapté le mieux possible au terrain à forer. Cela est relativement aisé lorsqu'il y a des références. Des dents cassées peuvent être le signe d'un rebond trop violent en cours de forage. Les types de trépan le plus utilisés sont le tricône et le PDC. Le tricône est plus sensible aux vibrations axiales que le PDC.

2.2.3 L'effet de la boue

La pression de la boue à l'intérieur de la garniture de forage atténue la propagation des vibrations provenant du trépan. Il en est de même quand la densité et la viscosité sont élevées ou quand le trou est mal nettoyé. Donc la boue joue le rôle d'un amortisseur.

2.2.4 L'effet des paramètres de forage

Le poids sur l'outil et la vitesse de rotation sont les éléments essentiels sur lesquels le foreur agit durant toute la vie du trépan. Il ajuste pour que le trépan vibre de façon régulière et sans amplitude exagérée. Cela est assez facile dans les terrains homogènes, mais devient plus compliqué lorsque l'on fore de fréquentes alternances. L'énergie renvoyée dans la garniture de forage alors constamment provoquant des vibrations dommageables pour le trépan et la garniture.

2.3 Modélisation des vibrations axiales

Dans la littérature on distingue deux approches des modèles, modèles à paramètres localisés et modèles à paramètres distribués. Dans ce qui suit on présente des modèles à paramètres localisés, modèle à paramètre distribué et un modèle continu basé sur discrétisation par éléments.

2.3.1 Modèle à paramètres localisés

2.3.1.1 Modèle 1 :

L'utilisation de modèles réduits pour l'analyse des vibrations est motivée par la nécessité de définir une description simple de la dynamique de forage. Dans le sens axial, le train de tiges est conçu comme un système ressort-masse-amortisseur avec une raideur de ressort K_a et un coefficient d'amortissement visqueux C_a [7].

Analyse et modélisation des vibrations axiales

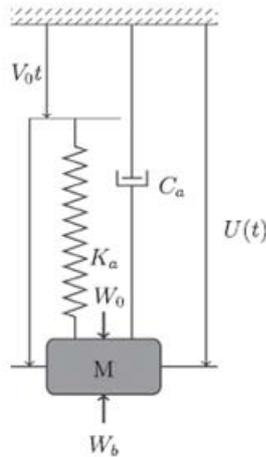


Figure 2.2 : Modèle axiale 1

Un modèle simplifié décrit par une équation différentielle ordinaire est présenté; La stratégie de modélisation est inspirée par le fait que toute masse soumise à une force en équilibre stable agit comme un oscillateur harmonique pour les petites vibrations. Plus précisément, le modèle d'oscillateur harmonique amorti décrivant le mouvement du train de forage longitudinal est le suivant :

$$M\ddot{u} + C_a\dot{u} + K_a(u - V_0t) = W_0 - W_b \quad (2.1)$$

Où M représente la masse du train de tiges et le BHA, C_a représente le coefficient d'amortissement visqueux tenant compte de la dissipation dans la direction axiale, K_a représente la raideur du ressort, u représente la position verticale du trépan, V_0 la vitesse avec laquelle se déplace le train de tiges axialement, W_b le poids dur l'outil, La variable stationnaire W_0 est donnée par :

$$W_0 = W_s - H_0 \quad (2.2)$$

Où H_0 est une tension ascendante constante et W_s est le poids submergé du train de tiges.

2.3.1.2 Modèle 2

Le modèle dynamique de ce système est obtenu en utilisant une méthode simplifiée à paramètres localisés et le système équivalent. Les paramètres sont estimés à partir du modèle continu associé de la colonne de forage en utilisant une approche lagrangienne. Les équations de mouvement sont étendues pour inclure la flexibilité axiale du train de tiges et le système de levage. Deux systèmes d'entraînement, moteurs à courant continu et réducteurs associés pour mouvements axial et rotationnel également inclus.

En outre, un modèle d'interaction bit / roche plus réaliste est utilisé pour mieux capturer la réponse du PDC en bits. Dans ce modèle, la force de coupe est décomposée en composants de coupe et de friction qui dépendent des caractéristiques de contact entre le trépan et la formation, les propriétés mécaniques de la formation et la conception du trépan [8].

Analyse et modélisation des vibrations axiales

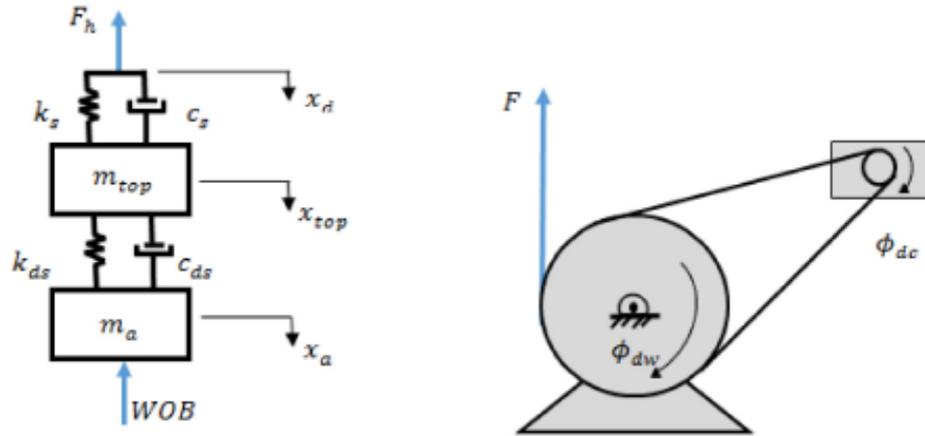


Figure 2.3 : Modèle axiale 2

Initialement, le train de tiges est suspendu par le système de levage. Ensuite, il est abaissé en rallongeant les lignes de forage à l'aide du tambour, jusqu'à ce que le foret commence à toucher la formation. Ensuite, une fraction du poids de l'ensemble du trou inférieur sera appliqué (WOB) sur la formation et la lame avance. Par conséquent, la force appliquée (WOB) sur la formation et la vitesse axiale du train de tiges pendant le forage est contrôlées par le système de levage. Ainsi, les équations du mouvement axial peuvent être écrites en appliquant la deuxième loi de Newton :

$$(J_{DW} + n_{DW}^2 J_{ms}) \ddot{\Theta}_{DW} + T_{fr} = T_L + T_{DW} \quad (2.3)$$

$$m_{top} \ddot{x}_{top} + C_{ds} (\dot{x}_{top} - \dot{x}_a) + K_{ds} (x_{top} - x_a) = m_{top} g - F_{hook} \quad (2.4)$$

$$m_a \ddot{x}_a + C_{ds} (\dot{x}_a - \dot{x}_{top}) + K_{ds} (x_a - x_{top}) = m_a g - WOB \quad (2.5)$$

Tel que :

$$T_{fr} = \mu_p F_{break} R_{RW} \quad (2.6)$$

$$T_L = \left(\frac{F_{hook}}{N} \right) R_{RW} \quad (2.7)$$

$$T_{DW} = n_{DW} T_m \quad \text{avec} \quad T_m = K_m I \quad (2.8)$$

$$F_{hook} = N K_s (x_{top} - \frac{x_{DL}}{N}) \quad (2.9)$$

$$K_s = \frac{E_s A}{L} \quad (2.10)$$

$$x_{DL} = \Theta_{DW} R_{DW} \quad (2.11)$$

Analyse et modélisation des vibrations axiales

Où x_{top} et x_{DL} sont les réponses axiales et le déplacement axial souhaité de la masse de suspension et de K_s est la rigidité des lignes de forage qui peut être calculée comme dans l'équation (2.10) où N , E_s , A sont le nombre de lignes de forage, la rigidité des lignes de forage et la section transversale de chaque ligne de forage. L est la longueur des lignes de forage depuis le bloc de couronnement jusqu'au bloc en mouvement, qui suspend tout le train de forage. À chaque passage, L est initialement égal à L_0 puis, il est prolongé par un tambour de tirage, supposé être entraîné par un moteur à courant continu commandé par induit via sa boîte de vitesse, et x_a est la réponse axiale du trépan, m_a , m_{top} , k_{ds} , C_{ds} , g et WOB sont la masse effective, la masse de suspension, la rigidité du train de tiges, l'amortissement axial du train de tiges, l'accélération de la gravité et le poids sur bit (WOB), respectivement. On devrait noter que le poids appliqué sur le trépan (WOB) est considéré comme une interaction interne plutôt que comme une valeur prescrite dans l'équation axiale du mouvement. La masse équivalente en mouvement axial peut être écrite comme :

$$m_a = m_{BHA} + m_f + \frac{1}{3} m_{pipe} \quad (2.12)$$

Où m_{BHA} , m_f et m_{pipe} sont les masses du BHA, de la boue de forage et des tiges de forage, respectivement.

Modèle d'interaction bit / roche :

Detournay et Defourny ont étudié la mécanique d'un seul couteau et développé un modèle phénoménologique, qui capture l'interaction traînée bit / roche par la décomposition des réactions de coupe en deux composants indépendants, la force de coupe et la force de friction. La force de coupe est créée à partir de l'interaction entre la face de coupe de la lame et le rocher. Les lois d'interaction bit / roche, qui représentent le trépan en train de percer verticalement avec la vitesse du trépan, parallèle à son axe de révolution et tournant autour de son axe de symétrie (c'est-à-dire sans vibration latérale), est obtenue en intégrant l'action d'un seul outil de coupe sur le profil du trépan. Le poids sur le trépan (WOB) prend en compte la somme des termes de coupe agissant sur les faces de coupe d'un outil de coupe équivalent et d'un terme de frottement au niveau de l'interface flanc usure / roche

$$WOB = WOB_f + WOB_c \quad (2.13)$$

Le modèle d'interaction bit / roche peut se résumer comme suit:

$$\text{Composante de friction : } WOB_f = k_c d \quad (2.14)$$

$$\text{Composante de coupe : } WOB_c = \zeta \varepsilon R_b d \quad (2.15)$$

Où R_b est le rayon de bit, ζ est le rapport entre la force verticale et la force horizontale pour un tranchant pointu (typiquement $0,6 < \zeta < 0,8$), ε l'énergie spécifique intrinsèque, définie comme l'énergie nécessaire pour retirer une unité de volume de roche, d est la profondeur de coupe combinée, exprimée comme suit :

Analyse et modélisation des vibrations axiales

$$d = nd_n \quad (2.16)$$

Où d représente la profondeur de coupe instantanée du trépan (PDC) et suppose que le trépan idéal constitué de n lames identiques espacées d'un angle égal à $2\pi / n$ est utilisé comme indiqué à la Fig2. En outre, chaque lame est considérée comme une surface de coupe sub-verticale et un chanfrein de longueur à plat d'usure constante ℓn orthogonale à la face de coupe. Lorsqu'un tel trépan perce une roche verticalement sans vibration latérale, la profondeur de coupe par lame d_n (c'est-à-dire l'épaisseur de la crête rocheuse devant la face de la fraise) est constante le long de la lame et toutes les lames sont identiques. Par conséquent, d_n est donnée par :

$$d_n = (x_a(t) - (x_a(t - t_n))) \quad (2.17)$$

Où le délai dépendant de l'état t_n représente le temps écoulé pendant lequel le foret tourne sur un angle de $2\pi / n$. À partir de la géométrie, t_n peut être déterminé en résolvant l'équation suivante :

$$\phi(t) - \phi(t - t_n) = 2\pi/n \quad (2.18)$$

Les conditions initiales

Initialement, tout le système est suspendu par le tambour de tirage à travers la ligne de forage et les conditions initiales axiales peuvent être exprimées comme suit:

$$x_{top}(0) = \frac{(m_a + m_{top})g}{k_s} \quad x_a(0) = x_{top}(0) + \frac{m_a g}{k_{ds}} \quad (2.19)$$

2.3.2 Modèle à paramètres distribués

On analyse la dynamique axiale d'une barre métallique flexible de longueur L et de section σ_0 . Soit $q(x, t)$ le déplacement d'un point x de la barre par rapport à sa position d'équilibre, et $T(x, t)$, la tension appliquée au point x à l'instant « t ». Le modèle est représenté dans la figure ci-dessous [13].

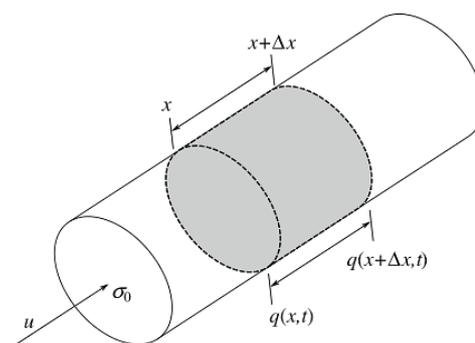


Figure 2.4 : Modèle d'une barre flexible

Analyse et modélisation des vibrations axiales

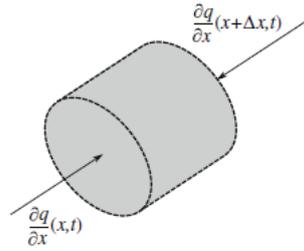


Figure 2.5 : Tension appliquée à un court segment de la barre

On considère un élément de longueur l_0 sous la tension moyenne T_0 . La loi d'élasticité fondamentale établit la relation suivante entre l'allongement $dl = l - l_0$ et la tension infinitésimale $dT = T - T_0$:

$$\frac{dT}{\sigma_0} = E_0 \frac{dl}{l_0} \quad (2.20)$$

Où E_0 représente le module de Young ; cette loi s'applique sur des élongations assez infinitésimales. Pour un instant t le segment $(x+\Delta T)$ a une longueur de l_0 et prend la position $(x+(x,t), x+\Delta x+q(x+\Delta x,t))$. Sous tension la longueur du segment augmente de $l_0 = \Delta x$ jusqu'à $l = l_0 + dl = \Delta x + (\partial q / \partial x) \Delta x$, donc on aura $dl/l_0 = \partial q / \partial x$ donc la loi d'élasticité implique :

$$T - T_0 = E_0 \sigma_0 \frac{dq}{dx} \quad (2.21)$$

Si ρ_0 la masse linéaire de la barre (masse par unité de longueur), l'équation de d'Alembert qui décrit la propagation des ondes sera :

$$\rho_0 \frac{dq^2}{dt^2} \Delta x = \frac{dT}{dx} dx \quad (2.22)$$

En introduisant l'équation (2.21) on obtient :

$$\rho_0 \frac{dq^2}{dt^2} = E_0 \sigma_0 \frac{dq^2}{dx^2} \quad (2.23)$$

Ceci constitue l'équation de propagation d'une onde dont la vitesse est de $c = \sqrt{E_0 \sigma_0 / \rho_0}$, donc le modèle avec ces conditions initiales et aux limites sera :

$$\frac{dq^2}{dt^2} = c^2 \frac{dq^2}{dx^2} \quad x \in [0, l] \quad (2.24)$$

$$\frac{dq}{dx}(0, t) = -u(T) \quad \frac{dq}{dx}(l, t) = 0 \quad (2.25)$$

$$q(x, 0) = q_0(x) \quad \frac{dq}{dt}(x, 0) = q_{t0}(x) \quad (2.26)$$

Analyse et modélisation des vibrations axiales

2.3.3 Discrétisation par éléments finis

La méthode des éléments finis est l'une des méthodes numériques les plus appliquées pour résoudre des équations différentielles avec des géométries compliquées. Dans cette méthode, les problèmes sont divisés en un ensemble d'étapes logiques pouvant être implémentées sur un ordinateur et résolues pour un large éventail de données. Par exemple, dans le domaine du forage, l'élément fini divise l'ensemble de la garniture de forage en un nombre fini de petits éléments. Chaque élément a une forme plus simple à analyser. La simulation de tous les petits éléments conduit à une bonne approximation pour l'ensemble de l'analyse de la garniture de forage. Pour l'analyse par éléments finis, il existe un équilibre entre les forces externes appliquées et les forces internes. Une compatibilité des déplacements et des relations entre les charges appliquées et les déformations est atteinte. Dans l'analyse par éléments finis, des limites sont définies pour un problème donné. Si aucune condition aux limites n'est définie pour le système, il est traité comme un corps rigide flottant dans l'espace. Les conditions aux limites ont un effet important sur les valeurs des solutions. Différentes analyses du même problème peuvent être faites avec différentes conditions aux limites simplement en les changeant [14], [29].



Figure 2.6 : Discrétisation de la garniture de forage

Dans le présent travail on a opté pour les modèles à paramètres distribués en adoptant la méthode des éléments finis.

2.4 Discrétisation par éléments finis

La garniture a été considérée comme une longue tige creuse de géométrie et rigidité variable [14]. L'élément tige représenté sur la Figure 2.2 comporte deux nœuds à ses deux extrémités. Les déplacements inconnus à chaque extrémité sont les déplacements axiaux U_1 et U_2 .

Analyse et modélisation des vibrations axiales

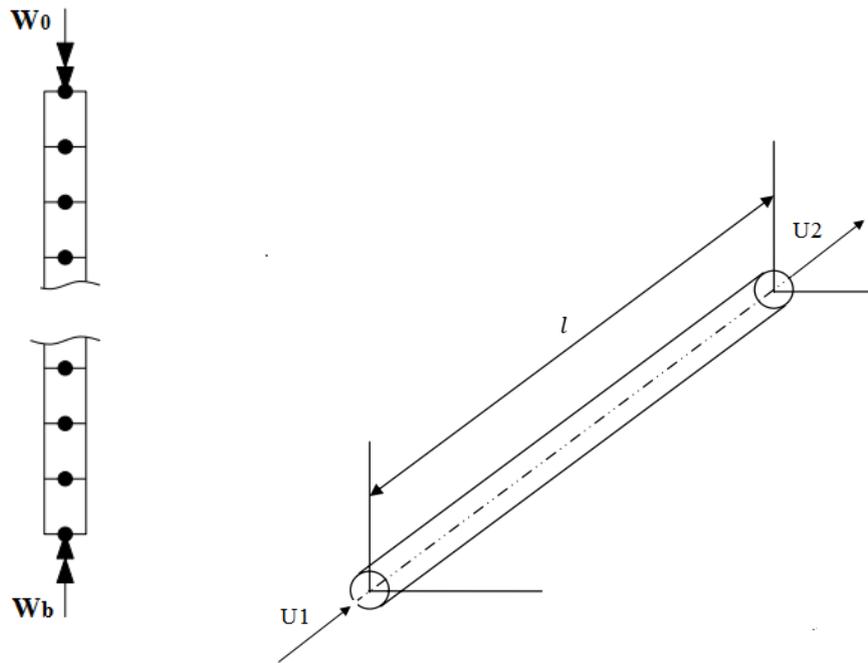


Figure 2.7 : Représentation élémentaire de la tige de forage

On considère un élément de longueur l , dont les extrémités sont les nœuds 1 et 2. Les deux variables nodales sont les déplacements des nœuds 1 et 2, notés U_1 et U_2 .

L'approximation polynomiale à deux paramètres correspondante est de la forme :

$$U(x) = a_1 + a_2 x = \langle 1, x \rangle \begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \end{pmatrix} \quad (2.27)$$

Pour construire l'approximation nodale, on doit identifier aux nœuds la valeur de l'approximation et les déplacements nodaux.

Les conditions initiales :

$$\text{Soit} \quad \text{en } x=0 \quad U(0) = a_1 \quad \text{et} \quad \text{en } x=l \quad U(l) = a_1 + a_2 l \quad (2.28)$$

$$\text{On déduit} \quad \begin{cases} a_1 = U_1 \\ a_2 = \frac{U_2 - U_1}{l} \end{cases} \quad (2.29)$$

$$\text{D'où l'approximation nodale} \quad U = \langle 1 - \frac{x}{l}, \frac{x}{l} \rangle \begin{pmatrix} U_1 \\ U_2 \end{pmatrix} \quad (2.30)$$

$$\text{Notée :} \quad U = \langle N \rangle \{U_e\} \quad (2.31)$$

Les fonctions d'interpolation de l'approximation nodale sont :

$$N_1 = 1 - \frac{x}{l} \quad \text{vérifie} \quad \begin{cases} N_1(0) = 1 \\ N_1(l) = 0 \end{cases} \quad (2.32)$$

Analyse et modélisation des vibrations axiales

$$N_2 = \frac{x}{l} \quad \text{vérifie} \quad \begin{cases} N_2(0) = 0 \\ N_2(l) = 1 \end{cases} \quad (2.33)$$

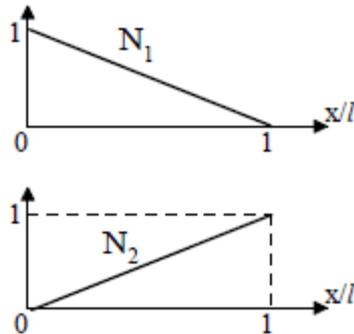


Figure 2.8 : Fonction d'interpolation

La notion d'approximation nodale est fondamentale dans la méthode des éléments finis, elle permet d'utiliser des variables qui ont un sens physique, et sur lesquelles on peut directement imposer les valeurs données par les conditions aux limites de type cinématique.

On calcule maintenant l'énergie de déformation associée à notre élément.

$$\text{Rappel :} \quad 2E_d = \int \bar{\sigma} : \bar{\varepsilon} \, dV = \int_0^l ES (u_{,x})^2 dx \quad (2.34)$$

On utilise l'approximation nodale du champ des déplacements :

$$u_{,x} = \langle N_{,x} \rangle \{U_e\} = \left\langle -\frac{1}{l}, \frac{1}{l} \right\rangle \{U_e\} \quad (2.35)$$

$$(u_{,x})^2 = u_{,x}^T \cdot u_{,x} = \{U_e\}^T \langle N_{,x} \rangle^T \langle N_{,x} \rangle \{U_e\} = \{U_e\}^T \frac{1}{l^2} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \{U_e\} \quad (2.36)$$

$$\text{D'où :} \quad 2E_d = \{U_e\}^T \frac{ES}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \{U_e\} \quad (2.37)$$

On en déduit l'expression analytique de la matrice raideur d'un élément de longueur l :

$$[K_e] = \frac{ES}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.38)$$

La matrice de masse élémentaire s'écrit :

$$[M_e] = \rho S \int_0^l (N(x))^2 dx = \rho S \int_0^l (N(x))^T N(x) dx = \rho S \int_0^l \begin{pmatrix} 1 - \frac{x}{l} \\ \frac{x}{l} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 - \frac{x}{l} & \frac{x}{l} \end{pmatrix} dx \quad (2.39)$$

$$\text{D'où} \quad [M_e] = \frac{\rho S l}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \quad (2.40)$$

Analyse et modélisation des vibrations axiales

L'amortissement d'une structure est difficile à déterminer vu la difficulté à modéliser les interactions intermoléculaires qui servent à dissiper l'énergie du système et donc amortir son mouvement. Motivé par le comportement de la structure à l'échelle macroscopique, on adapte donc des modèles qui servent à approcher le comportement réel sans bien déterminer ce qui se passe au niveau microscopique. Il existe des modèles qui se basent sur les matrices de masse et de rigidité calculées auparavant comme celui de Rayleigh [12] qui cite qu'une approximation de la matrice de rigidité du système peut être considérée comme une combinaison des deux matrices comme suit :

$$[C]=\alpha_1[M]+\alpha_2[K] \quad (2.41)$$

Donc il reste à déterminer les deux constantes pour approcher une matrice d'amortissement, ces deux coefficients donnent aussi une idée sur la nature du système et quel paramètre va influencer son comportement. Sa masse si $\alpha_1 > \alpha_2$ ou bien la rigidité si $\alpha_1 < \alpha_2$. Sachant que le facteur d'amortissement pour un mode n du système est donné par la relation suivante :

$$\xi_n = \frac{\alpha_1}{2} \frac{1}{\omega_n} + \frac{\alpha_2}{2} \omega_n \quad (2.42)$$

Avec ω_n la fréquence propre du mode considéré. Donc en considérant deux modes i , du système ainsi que leurs facteurs d'amortissement respectives, on peut calculer les deux coefficients en se basant sur le système matriciel suivant tiré à partir de l'équation :

$$\frac{1}{2} \begin{bmatrix} 1/\omega_i & \omega_i \\ 1/\omega_j & \omega_j \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \xi_i \\ \xi_j \end{pmatrix} \quad (2.43)$$

Si on veut spécifier des valeurs des facteurs d'amortissement pour tous les modes, on a à considérer l'utilisation de l'amortissement de Caughey généralisé présenté ci-dessous par la relation suivante :

$$[C]=[M]\sum_{i=0}^n \alpha_i \{[M]^{-1}[K]\}^i \quad (2.44)$$

Où n est le degré de liberté du système et α_i sont des coefficients constants. Les facteurs d'amortissement seront calculés à partir de :

$$\xi_i = \frac{1}{2} \sum_{i=0}^{j-1} \alpha_i \omega^{2n-1} \quad (2.45)$$

Donc pour calculer les coefficients α_i on doit connaître les facteurs d'amortissement pour chaque mode, généralement ces facteurs sont supposés entre 5–15%, vu la difficulté de les calculer précisément. Ces facteurs dépendent de la géométrie de la structure ainsi qu'à ses propriétés mécaniques et géométriques.

Les coefficients α_i seront calculés à partir de la formule suivante en supposant des valeurs pour les facteurs d'amortissement :

$$\alpha_i = 2 [\omega]^{-1} \xi_i \quad (2.46)$$

Analyse et modélisation des vibrations axiales

Pour le calcul de ces coefficients j'ai utilisé un algorithme en MATLAB afin de bien déterminer la matrice d'amortissement, cet algorithme prend comme paramètres le nombre de fréquences propres à considérer dans le calcul ainsi que la valeur des facteurs d'amortissement qu'on a supposé égaux pour tous les nœuds.

2.5 Analyse modale

L'approche par analyse modale offre une réponse simple et rapide à la problématique du comportement dynamique d'un train de tiges de forage ;

- simple car il suffit d'éviter d'exciter la structure à l'une de ses fréquences propres pour éviter les vibrations nuisibles. Pour cela, le foreur devra tout simplement s'éloigner de certaines vitesses de rotation dites critiques ;

- rapide car le calcul des fréquences propres ne demande pas beaucoup de ressources en puissance et en temps de calcul.

L'analyse modale est un outil puissant pour identifier les caractéristiques dynamiques des structures. Chaque structure vibre avec une grande amplitude de vibration à sa fréquence de résonance. Donc il est impératif de connaître les paramètres modaux de la garniture de forage ; fréquences de résonance, formes des modes et caractéristiques d'amortissement, dans ses différentes conditions de fonctionnement pour améliorer sa résistance et sa fiabilité au stade de la conception et éviter tout comportement induisant une défaillance de la garniture.

La garniture de forage est principalement composée de **Drill pipes, Heavy Weight, Drill collars et un outil**. On construit les matrices élémentaires de rigidité et de masse de chaque type d'élément composant la garniture de forage (K_{DP}^e , K_{HW}^e , K_{DC}^e , K_{BIT}^e , M_{DP}^e , M_{HW}^e , M_{DC}^e , M_{BIT}^e).

$$\text{La matrice rigidité : } [K_e]_i = \frac{ES}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.47)$$

$$\text{La matrice masse : } [M_e]_i = \frac{\rho S l}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \quad (2.48)$$

$$\text{Tel que : } S = \frac{\pi}{4} [(1-ai) \cdot (OD_s^2 - ID_s^2) + ai \cdot (OD_{tj}^2 - ID_{tj}^2)] \quad (2.49)$$

$$ai = \frac{lt_{j,i}}{li} \quad (2.50)$$

Après on assemble ces matrices suivant le nombre d'éléments de chaque type pour finalement aboutir aux matrices globales de rigidité et de masse qui modélisent la garniture de forage.

Analyse et modélisation des vibrations axiales

L'Eq. (2.54) est connue comme étant l'équation caractéristique du système. Après le développement de l'équation, les valeurs correspondantes aux carrés des fréquences propres, ω_n^2 , sont déterminées des racines polynomiales. Chaque fréquence propre, ω_n^2 , lui correspond un vecteur propre U_n , tel que $[K - \omega_n^2 M]U_n = 0$.

• L'outil de calcul

En moyenne les puits de pétrole et de gaz ont une profondeur de 3500m voir plus, donc les garnitures de forage généralement vont à plus de 3000m de longueur ce qui équivaut à plus de 300 tiges. Comme notre modélisation du train de forage considère chaque tige comme élément, alors on sera amené à travailler avec un éventail d'inputs, et de construire des matrices avec des centaines de lignes et de colonnes. La résolution d'un tel système nous a amené à utiliser l'outil informatique qui est Matlab pour la constitution des matrices élémentaires, l'assemblage des matrices globales et par la suite la résolution du polynôme caractéristique.

Le script Matlab prend comme données la géométrie et les propriétés mécaniques des tiges élémentaires qui constituent le train de forage, ainsi que leurs nombres. La fonction de ce script est de calculer les fréquences et les vecteurs propres du système, ainsi de présenter sous forme de graphe la forme des modes propres associés à chaque fréquence propre.

2.5.2 Résultats et discussion

Afin de vérifier les résultats, j'ai choisi une garniture de forage de longueur de 3500.95m que j'ai pris comme cas d'étude pendant le développement des algorithmes. Le train de tiges a été pris en compte dans sa totalité pour effectuer les calculs.

A titre de comparaison, on a utilisé le logiciel *WellScan*, un logiciel développé par la société française *DrillScan* qui offre plusieurs modules sur la dynamique de forage et autres, dans mon étude j'ai besoin principalement de deux modules : "Vibration Modal Analysis" que j'ai utilisé dans la partie analyse modale pour calculer les fréquences propres ainsi que les déformées modales.

En générale la vitesse de rotation du *Top Drive* ou de la *table de rotation* n'excède pas les 250 RPM. Les fréquences propres qui peuvent causer la résonance de la garniture de forage sont les fréquences propres inférieurs à 250 RPM.

J'ai choisi une garniture de forage avec plusieurs types de tige et des propriétés mécaniques et géométriques différentes. Le tableau ci-dessous résume les caractéristiques de la garniture de forage choisie.

Analyse et modélisation des vibrations axiales

<i>Equipments</i>	OD_s (in)	ID_s (in)	OD_{tj} (in)	ID_{tj} (in)	l (m)	l_{tj} (m)	<i>Nombre de joint</i>	<i>Masse lineaire (kg/m)</i>	<i>Longueur (m)</i>
<i>Drill pipe</i>	5	4.28	6 3/8	3 3/4	9.1 4	0.2 5	356	30.91	3253.84
<i>Heavey weigh</i>	5	3	6.5	3 1/8	9.1 4	0.2 5	6	67.23	54.84
<i>Drill collar</i>	8	2 13/1 6	\	\	9.1 4	\	18	223.11	164.52
<i>Drill collar</i>	9.5	3	\	\	9.1 4	\	3	323.18	27.42
<i>Drill bit</i>	16	\	\	\	\	\	1	151	0.33
								<i>Longeur totale</i>	3500.95

Tableau 2.1 : Caractéristiques de la garniture de forage.

• Fréquences propres

Les dix premières fréquences propres obtenues sont illustrées dans le tableau suivant :

<i>Resultats de WellScan (RPM)</i>	<i>Resultats obtenus (RPM)</i>	<i>Erreur relative (%)</i>
16.01	15.9	0.7%
55.3	53.4	3.4%
100.5	96.2	4.2%
147.9	140.6	4.9%
194.9	185.7	4.7%
242.7	231.1	4.7%
290.6	276.7	4.7%
338.9	322.2	4.9%
386.1	367.8	4.7%
433.9	413.5	4.7%

Tableau 2.2 : Comparaison des fréquences propres axiales obtenues et celles calculées par WellScan

La première colonne du tableau résume les 10 premières fréquences propres de Wellscan. La colonne suivante représente les fréquences propres axiales obtenues par notre code de calcul.

Les six premières fréquences propres de la garniture de forage causent le phénomène de résonance. Ces fréquences peuvent causer des ruptures de la garniture surtout au niveau des zones où des concentrations de contraintes sont localisées. Ces zones présentent généralement

Analyse et modélisation des vibrations axiales

des changements de section (connexion tige-tool joints). Ces fréquences sont donc à éviter lors des opérations de forage et on recommande de les dépasser rapidement.

On remarque que les résultats obtenus sont assez proches de ceux calculés par le logiciel *WellScan* avec une erreur maximale de 5%.

L'erreur relative entre les fréquences propres obtenues et ceux calculées par *WellScan* ne dépasse pas les 5%. On remarque une très faible erreur pour le premier mode, et quasi constante autour de 4.7% pour les autres modes. On remarque aussi que ces fréquences obtenues sont inférieures à celles calculées par le logiciel *WellScan* ce qui veut dire que ce système est plus conservatif que celui de *WellScan*. Ces résultats permettent de valider le modèle de calcul que j'ai utilisé.

• Déformées modales

A chaque fréquence propre correspond une déformée modale. L'examen de la déformée modale permet de déterminer les points qui subissent les plus fortes amplitudes de vibrations. On trace les vecteurs propres qui illustrent les déformées modales :

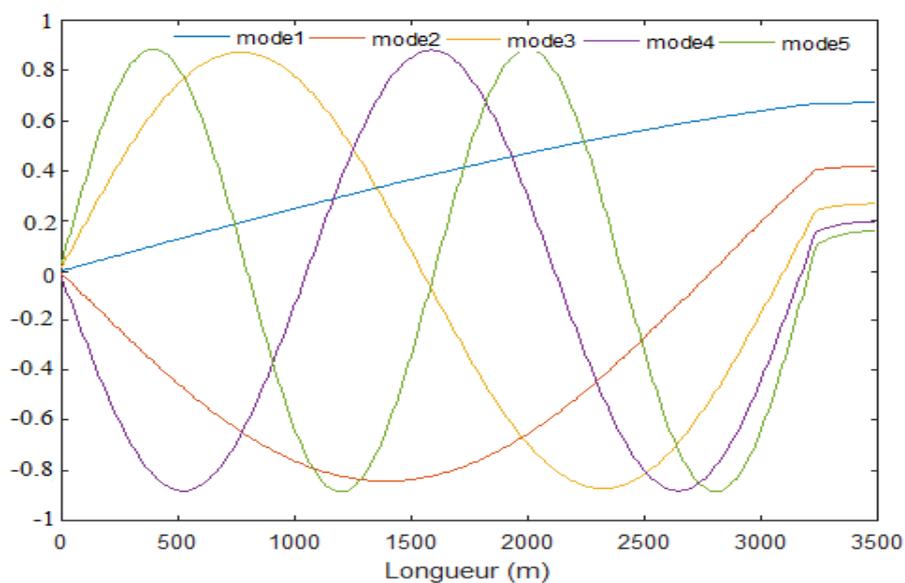


Figure 2.10 : Les cinq premières déformées modales

On remarque que les déformées des modes axiaux présentent des formes souples dans les drill pipes, les différences des rigidités des différents composant de la garniture sont illustrées dans l'allure des déformées modales. On remarque que la forme des déformées change lors du passage d'un composant à un autre. La rigidité supérieure des composants du BHA est illustrée par des lignes des déformés quasi droites ce qui veut dire des déformations faibles par rapport au drill pipes. La faible rigidité des drill pipes est illustrée par des formes sinusoïdales ce qui veut dire des déformations importantes.

Les déformés modales présentent des formes sinusoïdales avec des périodes différentes. Ces périodes diminuent au fur et à mesure qu'on passe à des modes de vibration supérieurs.

Analyse et modélisation des vibrations axiales

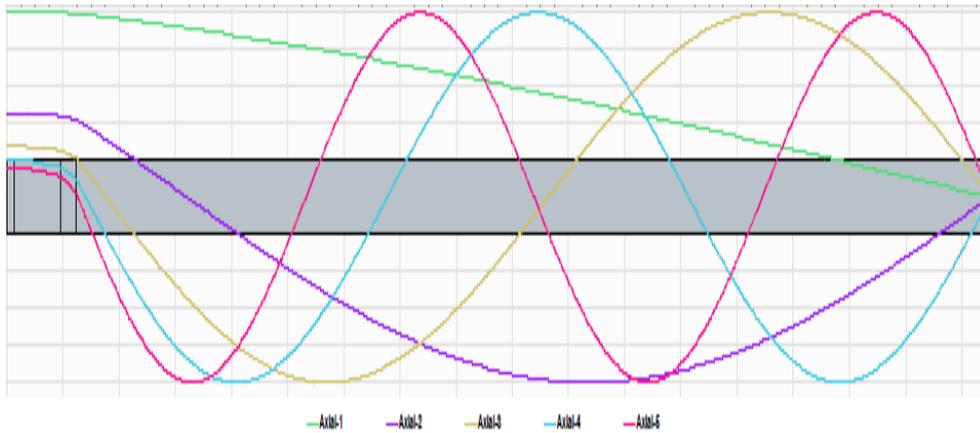


Figure 2.11 : Les déformées modales axiales calculées par Wellscan

On remarque que les déformées se ressemblent avec une légère différence. Cette différence se manifeste beaucoup plus dans la partie du BHA. Nos déformées sont inférieures à celles obtenues par *WellScan* dans cette partie, ceci peut être expliqué par une différence de rigidité considérée entre notre modèle et celui adopté par *DrillScan*.

Remarque :

Les graphes sont inversés à cause des origines, pour notre cas l'origine est pris en surface alors que pour le cas de logiciel *WellScan* l'origine est pris en outil d forage.

2.5.3 Modèle réduit

Dans cette partie on a élaboré un modèle réduit en éléments finis. Ce modèle permet de ramener le nombre de degrés de liberté du modèle complet initialement à 385 ddl à un modèle à 15 ddl en augmentant la longueur élémentaire des tiges de forage. Ce modèle réduit reflète au mieux la physique du problème et facilite l'étude dynamique et réduire le temps de calcul.

Les résultats du modèle réduit sont présentés dans le tableau ci-dessous :

<i>Resultats de WellScan (RPM)</i>	<i>Resultats du modèle complet (RPM)</i>	<i>Resultats du modèle réduit (RPM)</i>	<i>Erreur (%)</i>
16.01	15.9	15.3	3.7%
55.3	53.4	51.6	3.3%
100.5	96.2	94.1	2.1%
147.9	140.6	140.5	0.07%
194.9	185.7	180.6	2.7%
242.7	231.1	228.2	1.25%
290.6	276.7	270.2	2.3%
338.9	322.2	315.1	2.2%
386.1	367.8	358.9	2.4%
433.9	413.5	402.1	2.7%

Tableau 2.3 : Comparaison des fréquences propres axiales du modèle complet et celles du modèle réduit et celles calculées par *WellScan*

Analyse et modélisation des vibrations axiales

On remarque les fréquences propres du modèle réduit sont proches de celles du modèle complet et de celles calculées par le logiciel *WellScan* avec une erreur maximale de 3.7% entre les deux modèles.

On opte pour l'étude dynamique le modèle réduit de 15 degré de liberté

L'étude modale est une étape importante dans l'avancement de travail. Le système est considéré en évolution libre avec une réponse sinusoïdale, afin de pouvoir résoudre l'équation caractéristique du système. Les fréquences propres calculées par l'algorithme élaboré présentent une erreur relative ne dépassant pas les 5% et ce en comparaison avec celles calculées avec le logiciel commercial *WellScan*. Les déformées modales sont semblables à celles tracer par le logiciel *WellScan* avec une légère différence au niveau des amplitudes. L'analyse modale m'a permis une première validation de mes résultats et me réconforte dans la continuité du travail.

2.6 Analyse dynamique

Dans cette partie, on va étudier la dynamique de la garniture de forage pendant l'opération de forage. Le système dynamique est un système d'équations différentielles de 2^{ème} ordre avec excitation non-linéaire. La résolution d'un tel système n'est pas envisageable par la méthode analytique. Pour la résolution numérique les deux méthodes de superposition modale normale ou celle d'intégration numérique directe peuvent être utilisées. On a adopté la méthode de superposition modale.

2.6.1 Equation de la dynamique du système

Après discrétisation par éléments finis, on aboutit à un système d'équations différentielles, régissant l'équilibre dynamique du system, est écrit sous la forme [14] :

$$M\ddot{U}+C\dot{U}+KU= F(t) \quad (2.55)$$

Ou M, C, K les matrices de masse, amortissement et de rigidité respectivement, F(t) est l'excitation externe appliqué sur l'outil de forage.

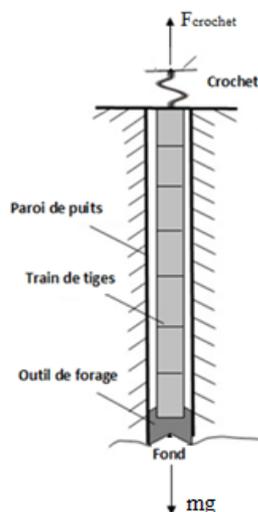


Figure 2.12 : Les forces axiales externes

Analyse et modélisation des vibrations axiales

Comme mentionné précédemment il existe plusieurs modèles pour étudier les vibrations axiales, dans le présent travail on a choisi un modèle simplifié avec une excitation W_{ob}

Donc on aboutit à un système d'équations différentielles suivant :

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = W_{ob} \quad (2.56)$$

Le poids total sur l'outil est défini comme suit :

$$W_{ob} = mg - F_{crochet} \quad (2.57)$$

$$F_{crochet} = kh * U \quad (2.58)$$

$F_{crochet}$: La force du crochet

m : Le poids de la garniture de forage

g : L'accélération de gravité

kh : La rigidité du crochet

U : Le déplacement axial

Donc finalement, le système prend la forme suivante :

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = mg - F_{crochet} \quad (2.59)$$

Avec U , \dot{U} et \ddot{U} sont les déplacements, vitesses et accélération, respectivement.

2.6.2 Méthode de résolution

Le système dynamique est un système d'équations différentielles de 2^{ème}. La résolution d'un tel système n'est pas envisageable par la méthode analytique. Pour la résolution numérique les deux méthodes de superposition modale normale ou celle d'intégration numérique directe peuvent être utilisées. On a adopté la méthode de superposition modale ensuite on opte pour la méthode de NEWMARK.

La méthode de Newmark permet la résolution numérique d'équations différentielles du second ordre. Elle convient pour les systèmes différentiels linéaires les systèmes fortement non-linéaires avec une matrice de masse et une force appliquée qui peuvent dépendre à la fois de la position et du temps. Dans ce second cas, le calcul nécessite à chaque pas une boucle d'itération.

Remarque : le principe de la méthode de Newmark est détaillé dans le prochain chapitre.

2.6.3 Résultats et discussion

Pour les cas des puits verticaux, On suppose que la garniture de forage est centrée au milieu du puits et qu'elle ne flambe pas ; c-à-d il n'y a pas de point de contact entre la garniture et la

Analyse et modélisation des vibrations axiales

paroi du puits donc il n'y a pas d'interactions formation/garniture. A conséquent on a que les forces axiales qui sollicitent la garniture.

Afin de valider les résultats obtenus par l'algorithme élaboré. Une simulation de la garniture de forage mentionnée précédemment dans de la partie d'analyse modale, est effectuée. Les paramètres de forage en termes de vitesse de rotation et de poids sur l'outil sont introduits.

Dans ce cas précis on prend :

Une vitesse de rotation à la surface de 100 RPM

Le poids total de la garniture 1498.8 KN

Le nombre total des éléments 384

La longueur totale de la garniture 3500.27m

Le poids de l'outil de forage 49.8 Kg

La rigidité du crochet $8.06 \cdot 10^6$

Les résultats obtenus par le programme sont illustrés sur les figures ci-dessous.

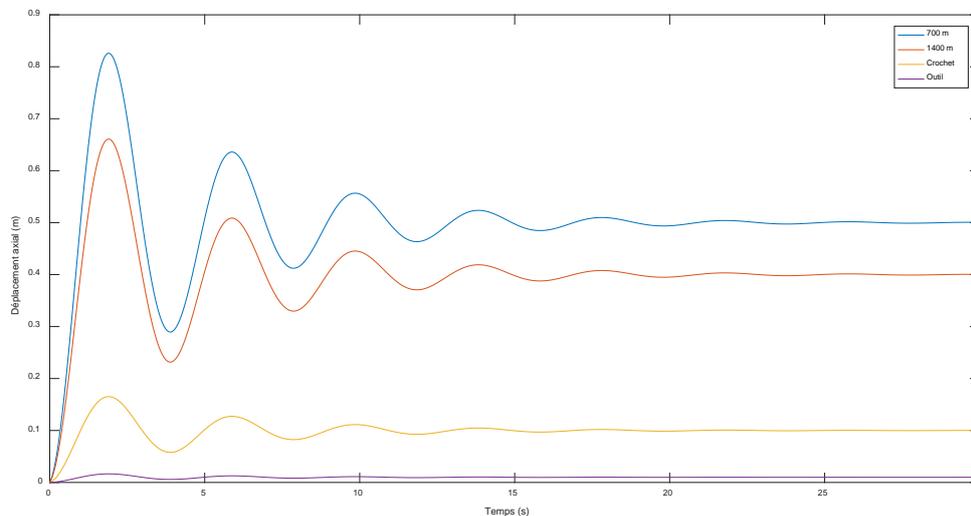


Figure 2.13 : Déplacement axial pour différents points

La figure (2.13) montre le déplacement axial à emplacements nodaux différents tel que la surface (crochet), 700m, 1400m et l'outil de forage (bit).

Pour le déplacement du crochet à la surface, on peut voir que le déplacement est inférieur à celui de 700m et 1400m en raison du coefficient de rigidité plus élevé du crochet en comparaison avec le train de forage à 700m et 1400m.

Analyse et modélisation des vibrations axiales

Pour les déplacements à 700m et 1400m on remarque que pour 700m le déplacement est supérieur de celui de 1400m on peut expliquer ça par une rigidité élevée à 1400m en comparaison avec 700m parce que en augmentant la profondeur la rigidité augmente.

Pour le déplacement de l'outil de forage on a un déplacement très faible à cause de la grande rigidité de la partie inférieure BHA.

Dans ce qui suit, on opte pour une étude qualitative par une comparaison entre les résultats obtenus par le présent travail et ceux obtenus dans la thèse de doctorat intitulée « Real Time Torque and Drag Analysis during Directional Drilling » à L'UNIVERSITY OF CALGARY [14].

Donnés de la thèse:

Une vitesse de rotation à la surface de 60 RPM

Le poids total de la garniture 759.73 KN

Le nombre total des éléments 200

La longueur totale de la garniture 2000m

Le poids de l'outil de forage 30Kg

La rigidité du crochet $8.06 \cdot 10^6$

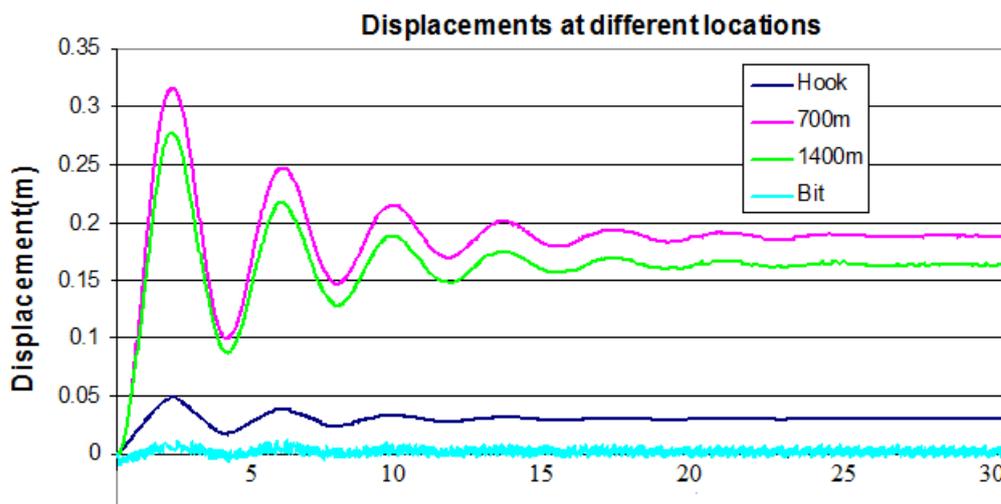


Figure 2.14 : Les résultats de la thèse « Real Time Torque and Drag Analysis during Directional Drilling »

On observe que les deux modèles ont la même allure avec des différences en amplitudes. Ceci est du bien entendu à la différence entre les deux garnitures de forage qui sont complètement différentes.

Pour le cas de la thèse les amplitudes sont inférieures comparé avec notre cas. Ceci est peut être du à la différence de rigidité entre les deux garnitures.

Chapitre 03

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

Ce chapitre est consacré aux vibrations Torsionnelles de la garniture lors des opérations de forage et met aussi en valeur le phénomène de Stick-slip en expliquant ses causes et ses conséquences ainsi que le développement mathématique des équations et les résultats de l'analyse modale pour le modèle complet et enfin présenter les résultats de l'étude dynamique en détaillant la méthode de résolution utilisée.

3 Analyse et modélisation des vibrations de torsion

Les mesures au fond du puits montrent que l'application d'une vitesse de rotation constante à la surface ne se traduit pas nécessairement par une rotation constante de l'outil de forage (*bit*). La garniture de forage est soumise à l'entraînement en rotation par la table de rotation ou par le top drive en surface, et aux couples résistants du travail de l'outil et à de nombreux facteurs tout au long de la garniture. En fait, la vitesse de rotation au fond du puits présente généralement des fluctuations d'amplitude pendant une fraction significative du temps de forage. Ce mouvement de rotation auto-excité, également connu sous le nom de collé-glissé (*stick-slip*), est induit par la relation non-linéaire entre le couple et la vitesse angulaire au niveau de l'outil de forage. La flexibilité en torsion de l'ensemble de la garniture de forage exacerbe une oscillation non uniforme entraînant des vitesses de rotation élevées de dix fois celle de la table rotative nominale ou un arrêt total de l'outil. Dans le cas extrême, assez rares, la détente de la torsion des tiges provoque une accumulation importante de torsion inverse ce qui fait tourner l'outil quelques tours en sens inverse avant de repartir en sens de forage. On parle alors de « *backward spin* ». Les vibrations de torsion fatiguent les connexions des tiges, endommagent l'outil et ralentissent l'opération de forage, prolongeant ainsi le processus de forage global. Ces vibrations sont détectables au niveau de la surface par les fluctuations de la puissance nécessaire pour maintenir un taux constant de la rotation en surface.

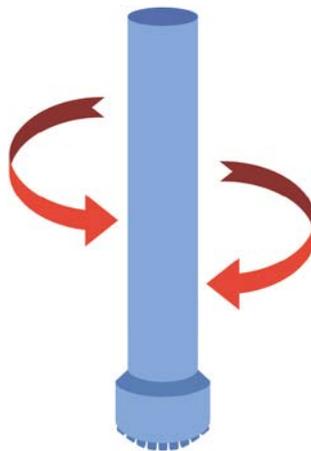


Figure 3.1 : Vibrations torsionnelles

3.1 Phénomène du Stick-Slip

Le phénomène de stick-slip est la forme sévère des vibrations de torsion, il se produit généralement au niveau de l'outil et est caractérisé par une alternance de phases : arrêt et accélération de l'outil. Pendant la phase d'accélération, la vitesse de rotation de l'outil peut atteindre plusieurs multiples de la vitesse de consigne en surface (figure 3.2). Le stick-slip est un phénomène auto-entretenu, donc une fois initié il ne sera pas atténué naturellement. Les vibrations de torsion et le stick-slip se développent surtout lors de l'utilisation des outils PDC, plus consommateurs de couple que les outils tricônes.

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

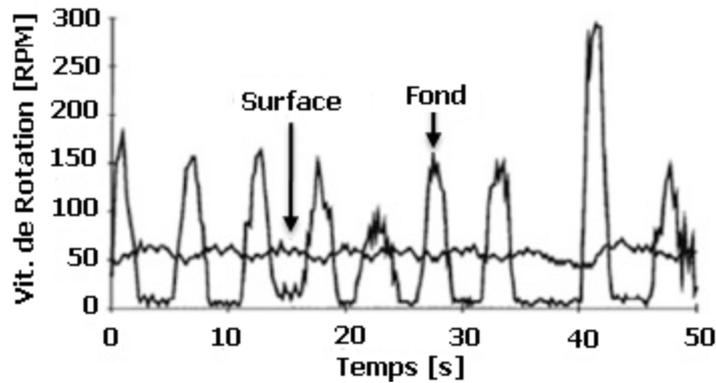


Figure 3.2 : Phénomène de Stick-Slip

Pour éviter les vibrations de torsion et le phénomène de stick-slip, il est souvent conseillé d'augmenter la vitesse de rotation ou augmenter la rigidité de la garniture. D'autres moyens plus sophistiqués consistent à détecter la présence de ces vibrations, le stick-slip en particulier, et à optimiser en temps réel les paramètres opératoires.

La terminologie "stick-slip" vient de la nature de ce phénomène. On peut déduire du terme stick-slip que le phénomène consiste en deux phases ; la 'phase Stick' (collé) qui représente la période où la vitesse de rotation de l'outil de forage (*bit*) est presque zéro et la 'phase slip' (glissé), qui est l'intervalle où la vitesse angulaire augmente pour atteindre deux ou trois fois la vitesse nominale de la surface. La vitesse de rotation de l'outil oscille entre ces deux phases en raison de la faible rigidité torsionnelle de la garniture de forage (*Drillstring*). Puisque la table rotative (ou Top drive) continue à tourner à vitesse constante même lorsque l'outil est coincé, la garniture s'enroule, le couple augmente et l'énergie interne stockée dans la garniture augmente, tel qu'un ressort de torsion. L'expérience sur le terrain a montré que le couple augmente de façon quasi-linéaire jusqu'à ce qu'il atteigne sa valeur maximale.

Quand l'outil ne peut plus résister à l'augmentation du couple, l'énergie est soudainement libérée et il commence à tourner. Il tourne si vite que la garniture se déroule et le couple chute. En conséquence, l'outil ralentit à nouveau jusqu'à ce qu'il s'arrête complètement. Après, tout le processus d'enroulement et de déroulement se répète.

Lorsque l'outil se libère une vague de vitesses de rotation supérieures se génère au niveau de l'outil et se propage le long de la garniture de forage jusqu'à atteindre le Top Drive. Les Top Drive dotés d'un moteur électrique à courant alternatif ont tendance à refléter cette vague vers l'outil car ils gardent une vitesse de rotation constante. Tandis que ceux dotés d'un moteur électrique à courant continu tendent à absorber la vague dès son arrivée en variant leurs vitesses de rotation de telle sorte qu'elles correspondent à celles de la vague.

Sur le terrain, les vibrations du stick-slip apparaissent sous forme de fluctuations de couple de faible fréquence avec des périodes de 2–10 *secondes*. Pendant la 'phase Stick', le couple s'accumule jusqu'à atteindre une valeur ultime, qui peut être déterminée par le frottement statique résistant du *BHA*, c'est-à-dire le couple qui peut surmonter la force de frottement de la roche. A ce stade, plus de couple est nécessaire pour surmonter le frottement dans la 'phase Stick' que pour garder la rotation de l'outil. L'énergie développée est transformée en une augmentation de la vitesse (phase de glissement). La figure 3.2 montre une comparaison entre les vitesses de fond et de surface en fonction du temps. Comme le montre la figure, la vitesse de la table rotative varie entre 45–65 *RPM* alors que les vitesses de fond atteignent environ 3–5 *fois* la vitesse de surface. La vitesse moyenne de la table rotative de surface est de 55 *RPM*, qui est constante dans le temps, tandis que l'outil oscille entre un arrêt complet et une

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

vitesse très élevée pendant une période de 2–5 *secondes*. L'amplitude dépend de la nature du couple de frottement au fond du puits et les propriétés du système fournisseur de couple à la surface.

La période de vibrations du stick-slip dépend de la longueur de la garniture, des propriétés mécaniques de l'ensemble du système de forage, la vitesse de surface et la nature et l'emplacement de la friction. Cependant les fréquences de résonance de torsion des garnitures sont presque indépendantes des paramètres de forage tels que le poids sur l'outil (*WOB*) et la vitesse de la table rotative. En général, le mode de torsion dépend de la longueur de la garniture, la taille et la masse de l'assemblage de fond *BHA*. La fréquence naturelle de la garniture devrait être plus élevée que la fréquence naturelle critique pour empêcher l'apparition du stick-slip. On sait que la fréquence naturelle critique de la garniture est proportionnelle à la racine carrée de sa longueur, c'est-à-dire quand la longueur de la garniture de forage est inférieure à la longueur critique, la fréquence naturelle sera supérieure à la fréquence naturelle critique, et le stick-slip ne se produira pas. Cependant, la garniture est généralement très longue de sorte que cette condition est rarement satisfaite. Au-delà de longueur critique, le stick-slip sera inévitable.

3.2 Les effets du stick-slip

Les vibrations du stick-slip ont des effets sévères sur l'outil de forage et le *BHA*. Celles-ci se produisent dans plus de 50% du temps total d'un processus de forage classique, l'arrêt complet en 'phase Stick' peut couvrir environ 35% du temps de forage. La garniture de forage est rarement soumise à un couple élevé, qui dépasse la limite élastique maximale des tiges de forage. Cependant, la sévérité de ces vibrations dépend des propriétés du système d'entraînement à la surface, l'interaction roche-outil et le frottement entre la garniture de forage et les parois du puits.

Les vibrations stick-slip peuvent accélérer l'usure de l'outil de forage et des paliers, ce qui entraîne défaillance prématurée de la garniture de forage ou rupture de l'outil lui-même. De plus, le stick-slip est une cause bien connue des fissures de fatigue, de connexions de tige de forage trop serré (*over-torqued*) et torsion des composants de forage. Les dommages du stick-slip sont pires dans les roches dures, à un poids sur l'outil élevé (*WOB*), à une vitesse de rotation basse et avec des grands diamètres de l'outil. Bien que les oscillations stick-slip n'affectent pas le taux de pénétration, ils peuvent accélérer la rupture des dents et réduire la durée de vie des roulements/joints. Le stick-slip est l'une des principales sources de l'instabilité du puits de forage. La 'phase stick' peut causer un problème de coincement de tige. Les vibrations axiales et transversales peuvent être excitées par la vitesse élevée de l'outil dans la phase de glissement (slip).

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

3.3 Modèles mathématiques

Dans la littérature on distingue deux approches des modèles, modèles discrets et modèles continus. Dans ce qui suit on présente les modèles discrets : modèle à un degré de liberté, modèle de deux degré de liberté et on présente aussi un modèle continu basé sur discrétisation par éléments finis.

3.3.1 Un degré de liberté (1DDL)

Chaque élément structurel dans une structure contribue avec un certain degré à la masse, la rigidité et l'amortissement du système. Les degrés de liberté dans un système sont le nombre de déplacements indépendants nécessaire pour décrire le changement relatif de la position des masses dans le système. En réalité, les structures sont composées d'un nombre infini de degrés de liberté. En dynamique des structures la manière la plus basique pour décrire un système est un système à un seul degré de liberté (1DDL).

Le système 1DDL le plus proche de notre cas peut être représenté par un pendule de torsion comme le montre la figure 3-3.

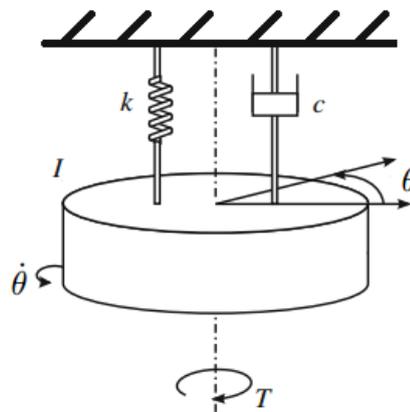


Figure 3.3 : Pendule de torsion à un seul degré de liberté

L'équation de mouvement qui régit le système est obtenu par la seconde loi de Newton, qui est représentée par (3-1)

$$I\ddot{\theta} + c\dot{\theta} + k\theta = T \quad (3.1)$$

Tel que : θ , $\dot{\theta}$ et $\ddot{\theta}$ représentent le déplacement, la vitesse et l'accélération angulaire respectivement, I le moment d'inertie de la masse, k la constante de raideur du ressort de torsion, c le coefficient d'amortissement et T le moment externe.

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

3.3.2 Plusieurs degrés de liberté

Le système 1DDL décrit ci-dessus n'est pas toujours applicable aux structures réelles. La raison est que les structures sont composées d'un nombre infini de degrés de liberté, et pas toutes les structures peuvent être idéalisées en tant que systèmes 1DDL puisque de telles idéalizations peuvent donner des résultats incohérents. Dans de tels cas, le comportement dynamique peut être décrit avec plus de précision en discrétisant les structures en systèmes d'éléments avec un nombre fini de degrés de liberté. Ce système est appelé système à plusieurs degrés de liberté (MDDL). La base de la théorie décrivant un système MDDL est analogue à la théorie décrite ci-dessus pour le système 1ddl. C'est une généralisation de un à N nombre de dimensions, où N est le nombre de degrés de liberté du système. L'équation du mouvement pour un système à plusieurs degrés de liberté (MDDL) est représentée par (3-2)

$$M\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = T \quad (3.2)$$

Où :

M , C et K sont des matrices d'ordre $N \times N$ d'inertie, d'amortissement et de rigidité, respectivement.

$\ddot{\theta}$, $\dot{\theta}$ et θ sont des vecteurs d'ordre $N \times 1$ d'accélération, de vitesse et de déplacement angulaire, respectivement.

T représente le vecteur des forces externes d'ordre $N \times 1$ agissant sur la garniture de forage.

3.4 Modélisation de la garniture de forage

3.4.1 Modèle à paramètres localisés

L'utilisation de modèles réduits pour l'analyse des vibrations est motivée par la nécessité de définir une description simple de la dynamique de forage. Le système continu, composé de tiges de forage et de l'ensemble de trous de fond, est considéré comme un pendule de torsion décrit par un modèle à paramètres localisés à un ou plusieurs degrés de liberté (DDL). Le modèle consiste à considérer la tige complète comme deux masses reliées par un ressort de torsion et un amortisseur, donc un modèle à deux degrés de liberté comme le montre la figure ci-dessous.

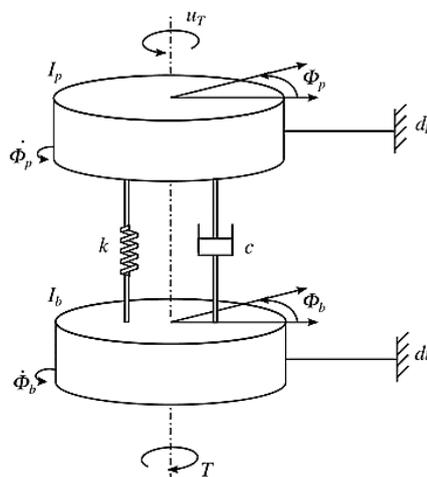


Figure 3.4 : Modèle à paramètres localisés

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

Les deux masses sont représentées par leurs moments d'inertie I_p et I_b , ces masses sont amorties localement par des amortisseurs d_p et d_b ces amortisseurs aident à modéliser le torque induit à la garniture par le système Top Drive pour le premier, et les interactions outil-formation pour le deuxième. La rigidité de la garniture est modélisée par un ressort de torsion avec un coefficient k qui regroupe les rigidités de toutes les tiges élémentaires, l'amortisseur principal permet de modéliser les amortissements au sein de la garniture il regroupe lui aussi les amortissements de toutes les tiges élémentaires. Ce modèle est régi par l'équation de mouvement suivante :

$$I_p \ddot{\phi}_p + (\dot{\phi}_p - \dot{\phi}_b) + k(\phi_p - \phi_b) + d_p \dot{\phi}_p = uT \tag{3.3}$$

$$I_b \ddot{\phi}_b - (\dot{\phi}_p - \dot{\phi}_b) - k(\phi_p - \phi_b) + d_b \dot{\phi}_b = -T(\dot{\phi}_b) \tag{3.4}$$

Ou ϕ_p et ϕ_b représentent les déplacements angulaires du système Top Drive et celui de l'assemblage de fond respectivement. Le signal de control qui caractérise le torque du Top Drive est représenté par uT . Le torque agissant sur l'outil est représenté par T en fonction de la vitesse de l'outil.

3.4.2 Discrétisation par éléments finis

La garniture a été considérée comme une longue tige creuse de géométrie et rigidité variable.

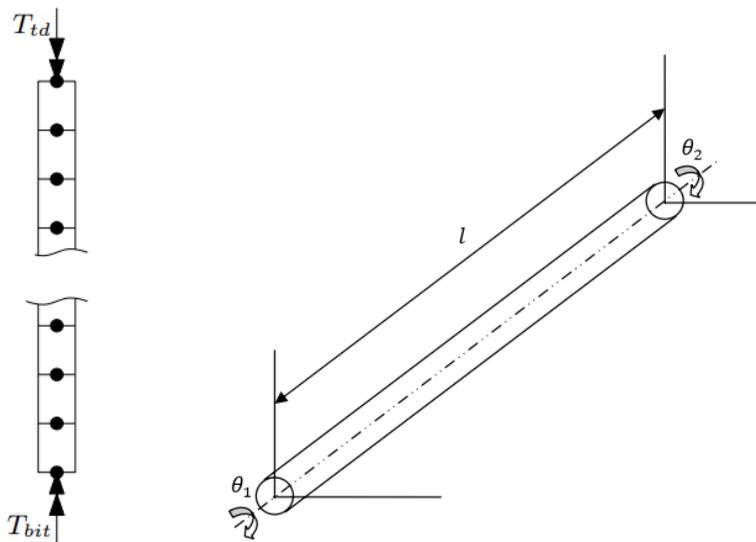


Figure 3.5 : Représentation élémentaire de la tige de

L'élément tige représenté sur la figure 3-5 comporte deux nœuds à ses deux extrémités. Les déplacements inconnus à chaque extrémité sont les angles de torsion θ_1 et θ_2 . La fonction de déplacement, qui est l'angle de torsion, est donnée par :

$$(x) = ax + b \tag{3.5}$$

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

Les conditions aux limites sont

$$\theta(0)=\theta_1 \quad (3.6)$$

$$\theta(l)=\theta_2 \quad (3.7)$$

Où l est la longueur de la tige élémentaire

En remplaçant et en réarrangeant

$$\theta(x) = \left(1 - \frac{x}{l}\right)\theta_1 + \frac{x}{l}\theta_2 \quad (3.8)$$

La fonction de déplacement est sous la forme

$$\theta(x) = \sum_{i=1,2} \psi_i(x) q_i \quad (3.9)$$

Tel que les $\psi_i(x)$ représentent les fonctions de forme et q_i les coordonnées généralisées.

Par identification, On a les fonctions de forme :

$$\psi_1(x) = 1 - \frac{x}{l} \quad (3.10)$$

$$\psi_2(x) = \frac{x}{l} \quad (3.11)$$

Qui satisfont aux conditions

$$\psi_1(0)=1, \psi_1(l)=0 \quad (3.12)$$

$$\psi_2(l)=1, \psi_2(0)=0 \quad (3.13)$$

L'angle de torsion sous la forme vectorielle s'écrit

$$\theta = \left\langle \left(1 - \frac{x}{l}, \frac{x}{l}\right) \begin{pmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{pmatrix} \right\rangle \quad (3.14)$$

Où

$$\theta = \langle \psi_1 \ \psi_2 \rangle \begin{pmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{pmatrix} = \langle \psi \rangle \{\theta\} \quad (3.15)$$

La relation équivalente contrainte-déformation d'une tige s'écrit

$$T = GJ \frac{\partial \theta}{\partial x} \quad (3.16)$$

Où T est le moment de torsion, G le module de cisaillement et J le moment polaire.

L'équation (3-13) est analogue à

$$\sigma = C\epsilon \quad (3.17)$$

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

Tel que $C=GJ$ et $\epsilon = \frac{\partial\theta}{\partial x}$ (3.18)

La relation déformation-déplacement s'écrit

$$\epsilon = \frac{\partial\theta}{\partial x} = \left\langle -\frac{1}{l} \quad \frac{1}{l} \right\rangle \begin{pmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{pmatrix} \quad (3.19)$$

Alors $\epsilon = [B]\{\theta\}$ (3.20)

Donc $\sigma = [C][B]\{\theta\}$ (3.21)

On considère que la tige vibre librement (sans amortissement). La force inertielle $I\ddot{\theta}$ agit sur la tige, tel que I représente le moment d'inertie de la tige par unité de longueur. Par conséquent l'énergie potentielle totale peut s'écrire comme

$$E_p = \frac{1}{2} \int_0^l \epsilon^T \sigma dx + \int_0^l I \theta^T \ddot{\theta} dx \quad (3.22)$$

Où

$$E_p = \frac{\langle \theta \rangle^T}{2} \left(\int_0^l [B]^T [C] [B] dx \right) \{\theta\} + I \langle \theta \rangle \int_0^l \{\psi\} \langle \psi \rangle \{\ddot{\theta}\} dx \quad (3.23)$$

Le principe de minimum d'énergie potentielle donne

$$\frac{\partial E_p}{\partial \{\theta\}} = 0 \quad (3.24)$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial \{\theta\}} = \left(\int_0^l B^T C B dx \right) \{\theta\} + I \left(\int_0^l \psi^T \psi dx \right) \{\ddot{\theta}\} = \{0\} \quad (3.25)$$

c.à.d.

$$[K]_e \{\theta\}_e + [M]_e \{\ddot{\theta}\}_e = \{0\} \quad (3.26)$$

Tel que

$$[K]_e = \int_0^l B^T C B dx = \int_0^l \begin{pmatrix} -\frac{1}{l} \\ \frac{1}{l} \end{pmatrix} GJ \left\langle -\frac{1}{l} \quad \frac{1}{l} \right\rangle dx \quad (3.27)$$

Finalement la matrice de rigidité élémentaire s'écrit

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

$$[K]_e = \frac{GJ}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

La matrice de masse élémentaire s'écrit

$$[M]_e = \int_0^l \psi^T \psi dx = \int_0^l \begin{pmatrix} (1-\frac{x}{l}) \\ \frac{x}{l} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} (1-\frac{x}{l}) & \frac{x}{l} \end{pmatrix} dx \quad (3.29)$$

Donc
$$[M] = \frac{Il}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

Le moment d'inertie de la tige par unité de longueur s'écrit

$$I = \rho J \quad (3.31)$$

Finalement la matrice d'inertie élémentaire s'écrit

$$[M]_e = \frac{\rho J l}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

3.5 Analyse modale

On construit les matrices élémentaires de rigidité et de masse de chaque type d'élément composant la garniture de forage ($K_{DP}^e, K_{HW}^e, K_{DC}^e, K_{BIT}^e, M_{DP}^e, M_{HW}^e, M_{DC}^e, M_{BIT}^e$).

$$[K]_i^e = \frac{G_i J_i}{l_i} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

$$[M]_i^e = \frac{\rho_i J_i l_i}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

Tel que le moment polaire de chaque type de tige diffère suivant la géométrie de celle-ci

$$J_i = (1-a_i) J_{tj,i} + a_i J_{tj,i} \quad (3.35)$$

Avec
$$a_i = \frac{l_{tj,i}}{l_i} \quad (3.36)$$

$$J_{s,i} = \frac{\pi(OD_{s,i}^4 - ID_{s,i}^4)}{32} \quad (3.37)$$

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

- le train de tiges est encastré en haut (surface);
- le train de tiges est libre en bas (outil de forage).

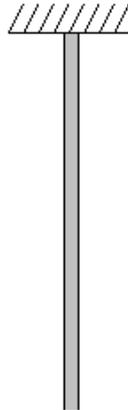


Figure 3.6 : Conditions aux limites de la garniture de forage (cas torsionnel)

Les conditions aux limites imposent que le mouvement au premier nœud est nul. L'application des conditions aux limites impose la suppression de la première ligne et la première colonne des matrices globales de rigidité et de masse.

$$K_{n+1 \times n+1}^g = \begin{bmatrix} K_{11}^{e,DP} & K_{12}^{e,DP} & 0 & \dots & \dots & \dots & 0 \\ K_{21}^{e,DP} & K_{22}^{e,DP} + K_{11}^{e,DP} & K_{12}^{e,DP} & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & K_{21}^{e,DP} & K_{22}^{e,DP} + K_{11}^{e,DP} & \dots & \dots & \dots & 0 \\ & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ & 0 & 0 & \dots & K_{22}^{e,DC} + K_{11}^{e,DC} & K_{12}^{e,DC} & 0 \\ & & & \dots & K_{21}^{e,DC} & K_{22}^{e,DC} + K_{11}^{e,Bit} & K_{12}^{e,Bit} \\ & & & & 0 & K_{21}^{e,Bit} & K_{22}^{e,Bit} \end{bmatrix}$$

$$M_{n+1 \times n+1}^g = \begin{bmatrix} M_{11}^{e,DP} & M_{12}^{e,DP} & 0 & \dots & \dots & \dots & 0 \\ M_{21}^{e,DP} & M_{22}^{e,DP} + M_{11}^{e,DP} & M_{12}^{e,DP} & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & M_{21}^{e,DP} & M_{22}^{e,DP} + M_{11}^{e,DP} & \dots & \dots & \dots & 0 \\ & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ & 0 & 0 & \dots & M_{22}^{e,DC} + M_{11}^{e,DC} & M_{12}^{e,DC} & 0 \\ & & & \dots & M_{21}^{e,DC} & M_{22}^{e,DC} + M_{11}^{e,Bit} & M_{12}^{e,Bit} \\ & & & & 0 & M_{21}^{e,Bit} & M_{22}^{e,Bit} \end{bmatrix}$$

Pour une solution non triviale, le déterminant doit être égal à zéro.

$$(K - \omega_n^2 M) = 0 \tag{3.42}$$

L'Eq. (3.42) est connue comme étant l'équation caractéristique du système. Après le développement de l'équation, les valeurs correspondantes aux carrés des fréquences propres, ω_n^2 , sont déterminées des racines polynomiales. Chaque fréquence propre, ω_n^2 , lui correspond un vecteur propre U_n , tel que $[K - \omega_n^2 M]U_n = 0$.

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

3.5.2 Résultats et discussion

Afin de vérifier les résultats, j'ai choisi toujours la garniture de forage de longueur de 3500.95m que j'ai pris comme cas d'étude pendant le développement des algorithmes dans le cas axial. Le train de tiges a été pris en compte dans sa totalité pour effectuer les calculs.

<i>Equipments</i>	OD_s (in)	ID_s (in)	OD_{tj} (in)	ID_{tj} (in)	l (m)	l_{tj} (m)	<i>Nombre de joint</i>	<i>Masse lineaire</i> (kg/m)	<i>Longueur</i> (m)
<i>Drill pipe</i>	5	4.28	6 3/8	3 3/4	9.1 4	0.2 5	356	30.91	3253.84
<i>Heavey weigh</i>	5	3	6.5	3 1/8	9.1 4	0.2 5	6	67.23	54.84
<i>Drill collar</i>	8	2 13/16	\	\	9.1 4	\	18	223.11	164.52
<i>Drill collar</i>	9.5	3	\	\	9.1 4	\	3	323.18	27.42
<i>Drill bit</i>	16	\	\	\	\	\	1	151	0.33
								<i>Longueur totale</i>	3500.95

Tableau 3.1 : Caractéristiques de la garniture de forage

- **Fréquences propres**

Les dix premières fréquences propres obtenues sont illustrées dans le tableau suivant :

<i>Resultats de WellScan</i> (RPM)	<i>Resultats obtenus</i> (RPM)	<i>Erreur relative</i> (%)
8.28	8.24	0.48%
32.06	31.42	2.00%
59.94	58.56	2.30%
88.62	86.51	2.38%
117.53	114.70	2.41%
146.54	143.00	2.42%
175.61	171.34	2.43%
205.04	199.70	2.60%
233.53	228.07	2.34%
262.59	256.42	2.35%

Tableau 3.2 : Comparaison des fréquences propres torsionnelles obtenues et celles calculées par WellScan

On remarque que les résultats obtenus sont assez proches de ceux calculés par le logiciel *WellScan*. L'erreur relative entre les fréquences propres obtenues et ceux calculées par

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

WellScan ne dépasse pas les 3%. On remarque une très faible erreur pour le premier mode de torsion, et quasi constante autour de 2.5% pour les autres modes.

- **Les déformées modales**

En traçant les vecteurs propres qui illustrent les déformées modales, ces vecteurs propres sont obtenus dans un repère normalisé (des déformées indépendamment des amplitudes). Les déformées modales pour les deux cas d'étude et réel sont présentés dans la partie qui suit.

Les cinq premières déformées modales sont représentées sur la figure 3.7 :

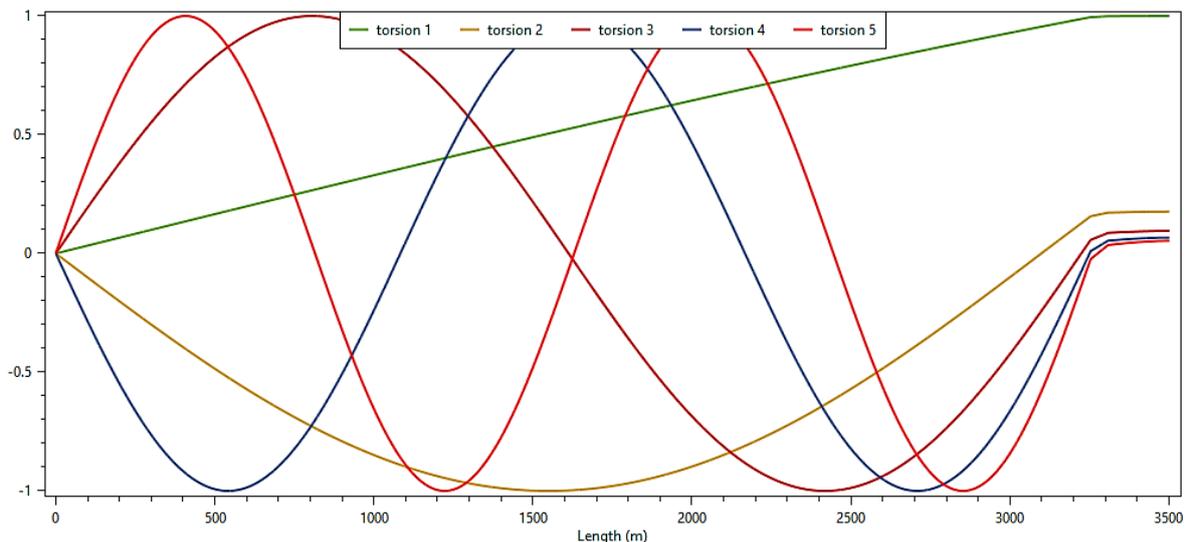


Figure 3.7 : Les cinq premières déformées modales

On remarque que les déformées des modes de torsion présentent des formes souples dans les drill pipes, les différences des rigidités des différents composant de la garniture sont illustrées dans l'allure des déformées modales. On remarque que la forme des déformées change lors du passage d'un composant à un autre. La rigidité supérieure des composants du BHA est illustrée par des lignes des déformés quasi droites ce qui veut dire des déformations faibles par rapport au drill pipes.

Les déformés modales présentent des formes sinusoïdales avec des périodes différentes. Ces périodes diminuent au fur et à mesure qu'on passe à des modes de vibration supérieurs. Par exemple, la période du cinquième mode est égale au double de celle du troisième mode.

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

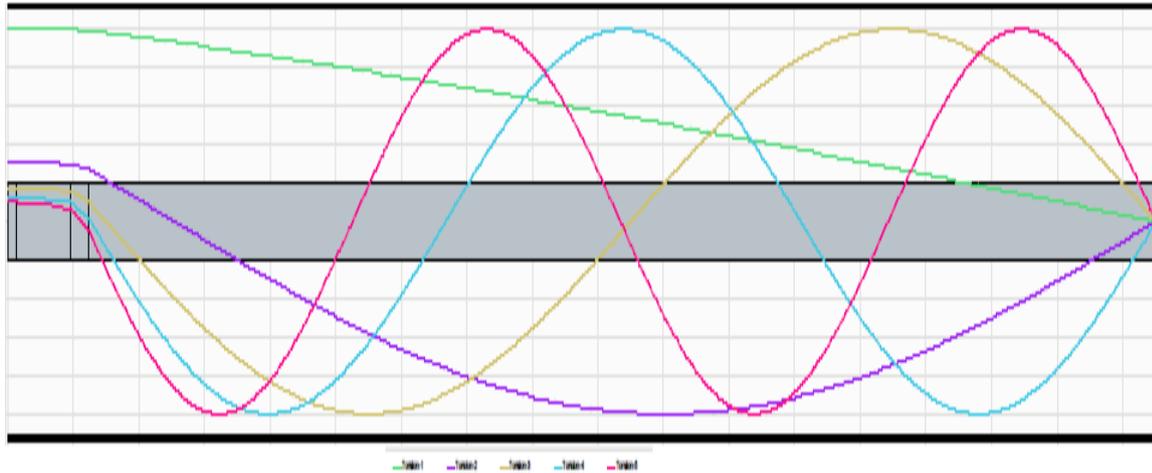


Figure 3.8 : Les déformées modales obtenues par le logiciel WellScan

On remarque que les déformées sont semblables sur la partie des drill pipes avec une légère différence. Cette différence se manifeste plus dans la partie du BHA. Nos déformées sont inférieures à celles obtenues par *WellScan* dans cette partie, ceci peut être expliqué par une différence de rigidité considérée entre notre modèle et celui adopté par *DrillScan*.

3.5.3 Modèle réduit

Dans cette partie on a élaboré un modèle réduit en éléments finis pour le cas de torsion. Ce modèle permet de ramener le nombre de degrés de liberté du modèle complet initialement à 385 ddl à un modèle à 15 ddl en augmentant la longueur élémentaire des tiges de forage. Ce modèle facilite l'étude dynamique et réduire le temps de calcul.

Les résultats du modèle réduit sont présentés dans le tableau ci-dessous :

<i>Resultats de WellScan</i> (RPM)	<i>Resultats</i> du modèle complet (RPM)	<i>Resultats</i> du modèle réduit (RPM)	<i>Erreur</i> (%)
8.28	8.24	7.89	4.2%
32.06	31.42	30.39	3.2%
59.94	58.56	57.42	1.9%
88.62	86.51	86.58	0.08%
117.53	114.70	118.01	2.8%
146.54	143.00	152.1	5.9%
175.61	171.34	178.94	4.2%
205.04	199.70	207.47	3.7%
233.53	228.07	234.3	2.6%
262.59	256.42	272.6	5.9%

Tableau 3.3 : Comparaison des fréquences propres torsionnelles du modèle complet et celles du modèle réduit et celles calculées par WellScan

On remarque les fréquences propres du modèle réduit sont proches de celles du modèle complet avec une erreur maximale de 6% entre les deux modèles.

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

3.6 Analyse dynamique

Dans cette partie, on va étudier la dynamique de la garniture de forage pendant l'opération de forage.

3.6.1 Equation dynamique

Après discrétisation par éléments finis, on aboutit à un système d'équations différentielles, régissant l'équilibre dynamique du system, qui a la forme suivante:

$$M\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = T \quad (3.43)$$

Ou M, C, K représentent respectivement les matrices de masse, amortissement et de rigidité. T est le couple total sur l'outil de forage.

Dans la littérature, on trouve plusieurs modèles décrivant le couple T agissant sur l'outil. Dans notre étude on présente deux modèles les plus utilisés.

3.6.1.1 Collage plus Coulomb friction :

Dans ce modèle le torque sur l'outil est représenté par l'expression :

$$T(\dot{\phi}(t)) = \dot{\phi}(t) + T_{fb}(\dot{\phi}_b(t)) \quad (3.44)$$

Où c_b représente le coefficient de l'amortissement visqueux sur l'outil et T_{fb} et la friction classique de Coulomb plus la friction statique (à sec), il s'écrit comme :

$$\dot{\phi}_b(t) = \begin{cases} (T_{sb} - T_{cb}) \text{sign}(\dot{\phi}_b(t)) & \text{si } \dot{\phi}_b(t) \neq 0 \\ T_{sb} & \text{si } \dot{\phi}_b(t) = 0 \end{cases} \quad (3.45)$$

Avec $T_{sb} = \mu_{sb} W_{ob} R_b$ et $T_{cb} = \mu_{cb} W_{ob} R_b$ le torque statique et dynamique respectivement avec μ_{sb} , $\mu_{cb} \in [0, 1]$ les coefficients de friction statique et dynamique (Coulomb), W_{ob} est le poids sur l'outil et R_b représente le diamètre extérieur de l'outil.

L'utilisation de ce modèle est expliquée par le fait que le torque maximale ou statique T_{sb} s'enregistre lorsque l'outil à l'arrêt est supérieur à celui en dynamique (de Coulomb) qui s'enregistre si l'outil se libère et tourne.

3.6.1.2 Frictions à sec plus le modèle de Karnopp :

Un autre modèle pour T_{fb} décrit dans le modèle précédent est celui définit dans ce qui suit :

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

$$T_{fb}(\dot{\phi}(t)) = \begin{cases} T_{eb} & \text{si } |\dot{\phi}_b(t)| < D_v, |T_{eb}| \leq T_{sb} \\ & \text{(phase stick)} \\ T_{sb} \text{sign}(T_{eb}) & \text{si } |\dot{\phi}_b(t)| < D_v, |T_{eb}| > T_{sb} \\ & \text{(transition stick - slip)} \\ T_{cb} \text{sign}(\dot{\phi}_b(t)) & \text{si } |\dot{\phi}_b(t)| < D_v \\ & \text{(phase slip)} \end{cases} \quad (3.46)$$

Où $D_v > 0$ spécifie que la vitesse doit être dans un petit intervalle aux alentours de zéro c.à.d $\dot{\phi}_b(t) = 0$ et T_{eb} représente le torque extérieur appliqué et qui doit dépasser le torque statique T_{sb} pour que l'outil se libère.

Pour un modèle aux paramètres locales ou aux dérivées ordinaires T_{eb} sera égale à :

$$T_{eb} = c(\dot{\phi}_b - \dot{\phi}_p) + k(\phi_p - \phi_b) - cb\dot{\phi}_b \quad (3.47)$$

Pour le présent travail on a adopté le modèle Frictions à sec plus le modèle de Karnopp. Ce modèle combine la friction à sec, le frottement visqueux et le torque externe. Les trois phases : stick, slip et la transition stick-slip sont pris en considération dans ce modèle ce qui le rend plus précis que l'autre modèle.

3.7 Méthode de résolution

Dans la résolution dynamique du système d'équations on a adopté en premier lieu la méthode de superposition modale ensuite on opte pour la méthode de NEWMARK.

Principe de la méthode de Newmark :

La forme de l'équation dynamique :

$$M\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = T \quad (3.48)$$

M est la matrice de masse, K la matrice de rigidité, et C un éventuel opérateur d'amortissement. Ces opérateurs peuvent venir de la discrétisation (éléments finis, différences finies...) d'un problème de dynamique des structures, par exemple.

Le principe de cette méthode consiste à déterminer par un développement limité la position et la vitesse à l'instant t à partir des mêmes grandeurs à l'instant $t - \Delta t$. Ce développement contient un terme d'erreur du troisième ordre proportionnel à la dérivée de l'accélération. Diverses hypothèses permettent de remplacer cette dérivée troisième par l'accélération au temps précédent en introduisant deux paramètres γ et β . On peut écrire le schéma correctif suivant :

$$\theta_t = \theta_{t-\Delta t} + \Delta t \dot{\theta}_{t-\Delta t} + \frac{\Delta t^2}{2} [(1-2\beta)\ddot{\theta}_{t-\Delta t} + 2\beta\ddot{\theta}_t] \quad (3.49)$$

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

$$\dot{\theta}_t = \dot{\theta}_{t-dt} + dt [(1 - \gamma)\ddot{\theta}_{t-dt} + \gamma\ddot{\theta}_t] \quad (3.50)$$

Des deux paramètres dépendent les propriétés de l'algorithme, en particulier la stabilité, et son caractère implicite ou explicite.

Domaine	Stabilité
$\gamma \leq 1/2$	instable
$1/2 \leq \gamma$ et $2\beta \leq \gamma$	conditionnellement stable
$1/2 \leq \gamma \leq 2\beta$	inconditionnellement stable

Tableau 3.4 : Paramètres de stabilité de la méthode de NEWMARK

Voici une liste de méthodes classiques associées à des valeurs particulières de γ et β :

Nom de la méthode	γ	β	Propriétés
Différences centrées	1/2	0	explicite et conditionnellement stable
Fox Goodwin	1/2	1/12	conditionnellement stable
Accélération linéaire	1/2	1/6	conditionnellement stable
Accélération moyenne	1/2	1/4	inconditionnellement stable

Tableau 3.5 : Coefficients des méthodes classiques

On rappelle qu'une méthode est dite explicite quand les déplacements au pas de temps t dépendent explicitement des variables au pas de temps $t - \Delta t$ (c'est le cas lorsque $\beta=0$). Les méthodes implicites font dépendre le déplacement au pas de temps t des vitesses à ce même pas de temps.

L'algorithme de la méthode de *Newmark* est :

Calcul initial

$$\text{Résoudre : } M \ddot{\theta}_0 = p_0 - C \dot{\theta}_0 - T_0 \Rightarrow \ddot{\theta}_0$$

Sélectionner Δt

$$a = \frac{1}{\beta \Delta t} M + \frac{\gamma}{\beta} C \quad \text{Et} \quad b = \frac{1}{2\beta} M + \Delta \left(\frac{\gamma}{2\beta} - 1 \right) C$$

Calcul pour chaque incrément i

$$\Delta \hat{p}_i = \Delta p_i + a \dot{\theta}_i + b \ddot{\theta}_i.$$

Déterminer K_i

$$\hat{K}_i = K_i + \frac{\gamma}{\beta \Delta t} C + \frac{1}{\beta \Delta t^2} M.$$

Résoudre $\Delta \theta_i$ de la procédure itérative de Newton-Raphson.

$$\Delta \dot{\theta}_i = \frac{\gamma}{\beta \Delta t} \Delta \theta_i - \frac{\gamma}{\beta} \dot{\theta}_i + \Delta \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta} \right) \ddot{\theta}_i.$$

$$\Delta \ddot{\theta}_i = \frac{1}{\beta \Delta t^2} \Delta \theta_i - \frac{1}{\beta \Delta t} \dot{\theta}_i - \frac{1}{2\beta} \ddot{\theta}_i.$$

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

$$\theta_{i+1}=\theta_i+\Delta\theta_i, \quad \dot{\theta}_{i+1}=\dot{\theta}_i+\Delta\dot{\theta}_i, \quad \ddot{\theta}_{i+1}=\ddot{\theta}_i+\Delta\ddot{\theta}_i.$$

Répétition pour l'incrément suivant. Remplacer i par $i+1$ et implémenter les étapes.

3.7.1 Résultats et discussion

Pour les cas des puits verticaux, On suppose que la garniture de forage est centrée au milieu du puits et qu'elle ne flambe pas ; c-à-d il n'y a pas de point de contact entre la garniture et la paroi du puits. A conséquent les seules interactions qui sollicitent cette garniture sont le torque et l'interaction visqueuse de la boue sur l'outil.

Les paramètres de forage en termes de vitesse de rotation et de poids sur l'outil sont introduits. Dans ce cas précis on prend une vitesse de rotation à la surface de 100 RPM et un poids sur l'outil (WOB) de 20 tonnes. Les résultats obtenus sont illustrés sur les figures ci-dessous :

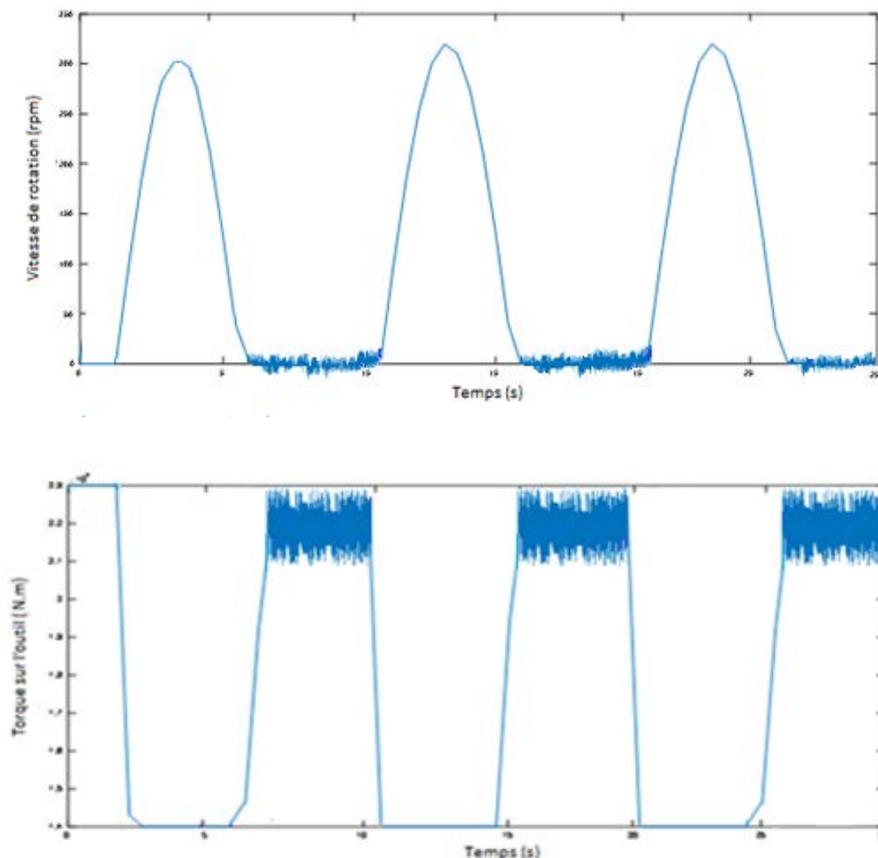


Figure 3.9 : Simulation de vitesse de l'outil et le torque sur l'outil

Au début l'outil reste au repos pour environ 1.5s car la rotation issue du Top Drive ne se transmette pas instantanément à l'outil ceci est causé par la faible rigidité de la garniture.

L'outil commence à tourner est entre dans une 'phase Slip' et atteint une vitesse maximale de rotation d'environ 320RPM. Le torque diminue jusqu'à sa valeur dynamique qui est

Analyse et modélisation des vibrations de torsion

approximativement $14000N.m$. Ensuite l'outil entre dans une 'phase Stick' qui dure environ 5s pendant laquelle la vitesse est nulle. Quant au torque, il augmente et approche sa valeur statique de $23000N.m$. Le cycle de 'Stick-Slip' se répète et donne lieu à une forme périodique à la vitesse.

Dans ce qui suit, on procède à une étude comparative entre les résultats obtenus et ceux obtenus l'année passée.

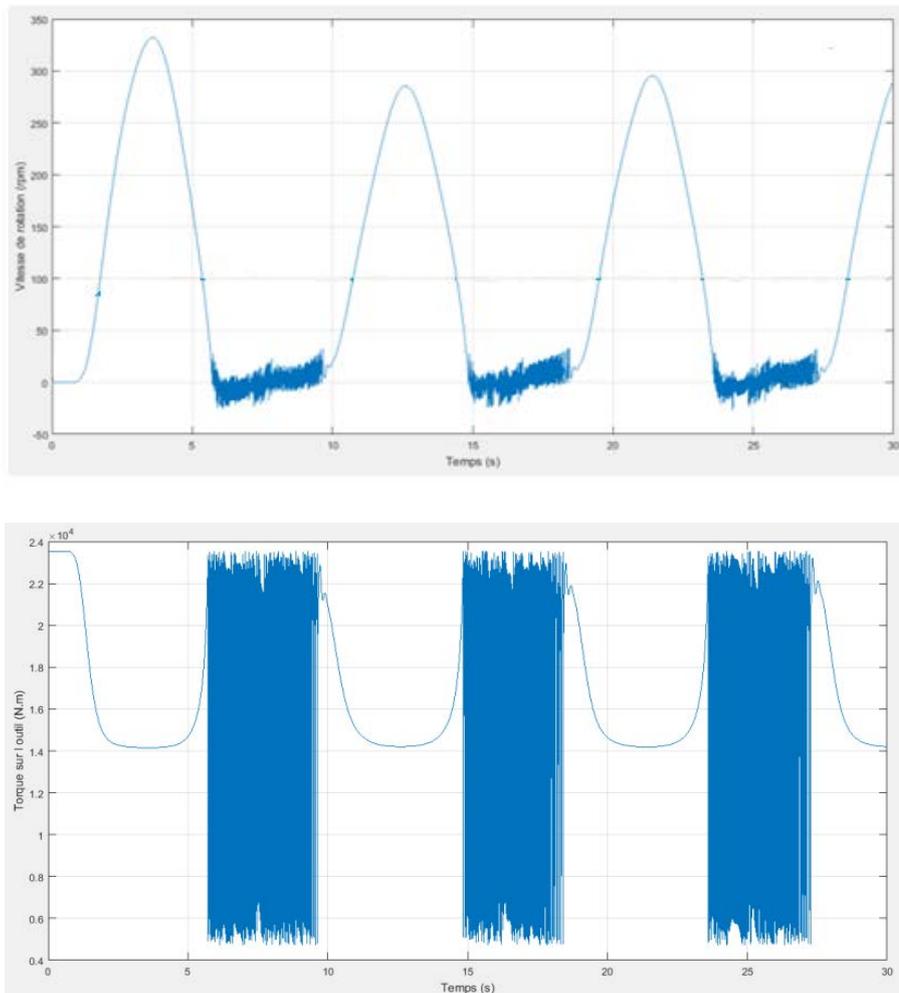


Figure 3.10 : Simulation de vitesse de l'outil et le torque sur l'outil (résultats de l'année passée)

On observe que les deux modèles ont la même allure avec des différences en amplitude et en « phases Stick », en termes de phase stick la différence est dans la durée mais les résultats sont comparativement acceptables. La phase stick dure environ 5 secondes pour le cas présent et 4 secondes pour leurs cas. On peut expliquer ces différences par le fait d'utiliser deux modèles de torque différents.

On peut justifier la diminution des fluctuations dans notre résultat par l'utilisation d'un modèle réduit de 15 degré de liberté.

Chapitre 04

Analyse et modélisation des vibrations latérales

Ce chapitre expose une étude sur les vibrations latérales de la garniture de forage. Il explique aussi le phénomène de Whirl en citant ces causes et ces conséquences ainsi que le développement du modèle de longueur effective et les résultats de l'analyse modale. Enfin, une étude paramétrique est faite pour déterminer l'effet des stabilisateurs sur la garniture de forage.

Analyse et modélisation des vibrations latérales

4 Analyse et modélisation des vibrations latérales

Les vibrations latérales ont été mises en évidence plus tardivement que les vibrations axiales et de torsion. Ces vibrations ne se propagent pas à la surface et sont rapidement atténuées, elles restent souvent localisées au niveau de la partie basse du système de forage, c'est-à-dire au niveau de la BHA, ceci explique pourquoi les vibrations latérales sont pratiquement indécélables en surface [24].

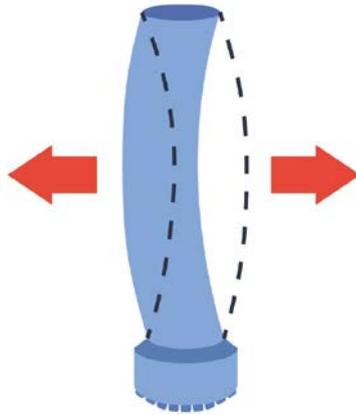


Figure 4.1 : Vibrations latérales

La détection des vibrations latérales a été rendue possible grâce au développement des mesures d'accélération fond de trou au cours du forage. D'après Spanos et al. [15], ce mode de vibrations est dû au non alignement de la garniture par rapport à l'axe du forage, à son interaction avec les parois du forage ainsi qu'aux fluctuations du poids sur l'outil.

Les vibrations latérales sont plus nuisibles pour la garniture de forage que les vibrations axiales et de torsion. En fait, ces vibrations sont responsables de la rupture des tiges par fatigue et de l'usure de l'outil. Les chocs répétés entre la garniture et la paroi du puits peuvent élargir le trou dans certaines zones et sont responsables de la non-uniformité du diamètre de forage [16].

Le mouvement tourbillonnaire ou "**whirl**" est un cas spécifique de vibrations latérales. Il peut s'initier soit au niveau de l'outil (**bit whirl**), soit au niveau de la BHA (**BHA whirl**). Dans les deux cas, l'outil ou la BHA roulent sur la paroi, ayant ainsi un mouvement de rotation autour d'un axe différent de l'axe géométrique du trou, et générant des chocs latéraux et des frottements avec la paroi du trou. Ceci peut avoir un effet catastrophique sur l'outil (casses et arrachements des picots ou des cutters, endommagement des cônes pour les tricônes et casse des lames pour les PDC) et sur les éléments de la BHA.

4.1 Phénomène de Whirl

Le whirling est une forme sévère des vibrations latérales, on le définit comme le mouvement orbital de la tige de forage autour de la paroi du puits (figure 4.2). Ce mouvement orbital peut être un glissement, un roulement sans glissement ou bien une combinaison des deux. Il se produit au niveau de l'outil de forage comme au niveau de la BHA. Le whirling s'intensifie quand la rigidité de la formation augmente pour les outils de type PDC et tricône [15].

Le whirling est plus nuisible pour les équipements de forage que les vibrations latérales. C'est une cause majeure de la dégradation des performances du système de forage et la perte de son efficacité. Le whirling est donc une véritable cause de défaillance des garnitures de forage et d'augmentation des coûts du forage.

Analyse et modélisation des vibrations latérales

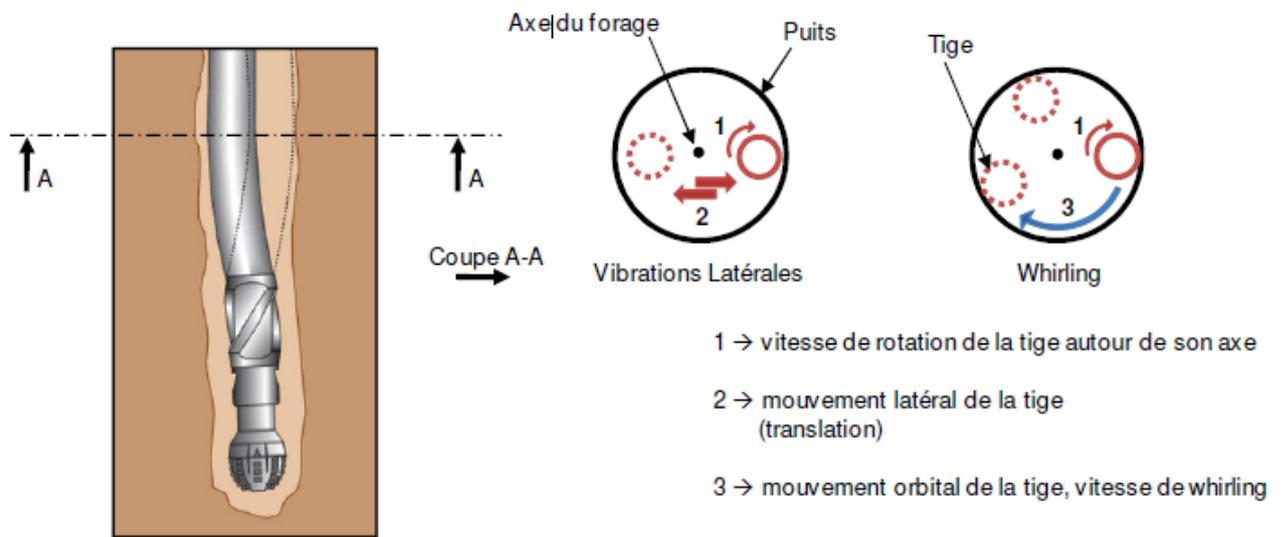


Figure 4.2 : Vibrations latérales et Whirling

On distingue trois catégories principales de whirling suivant la direction et la norme de la vitesse orbitale de la tige (figure 4.3). Si la tige évolue le long de la paroi du puits dans le même sens que sa vitesse de rotation autour d'elle-même, le mouvement de précession est appelé « forward whirling ». Si la tige évolue le long de la paroi du puits dans le sens opposé à sa vitesse de rotation, ce mode est appelé « backward whirling ». Quand la tige n'a pas une direction privilégiée, le whirling est de type chaotique.

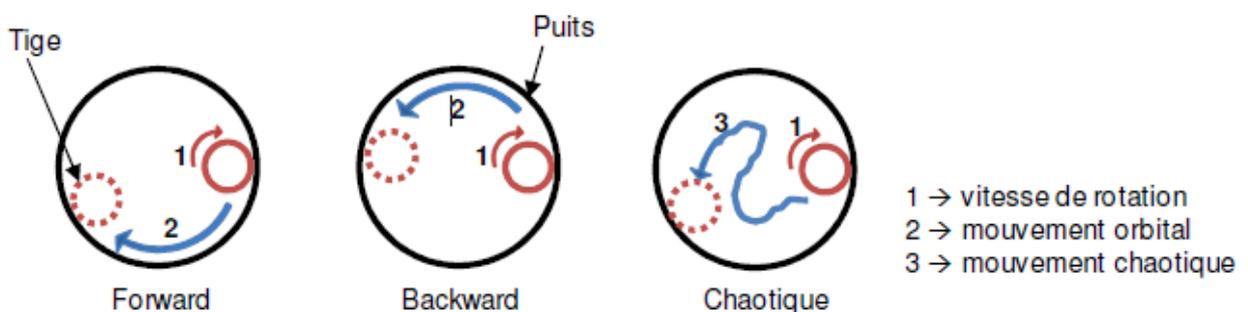


Figure 4.3 : Différents Types de Whirling

Les différentes sous catégories sont représentées dans le Tableau 4.1, par exemple le forward whirling synchrone est un mouvement pour lequel la vitesse de whirling est égale à la vitesse de rotation de la tige de forage. Un forward whirling stable peut se transformer en

Analyse et modélisation des vibrations latérales

backward whirling si les impacts entre la tige de forage et la surface du puits se multiplient à cause de la dureté de la formation forée [17]. Le backward whirling est plus destructif pour l'ensemble de la structure, il est généralement associé à une grande variation du couple en surface [18].

$\Omega = 0$	Pas de Whirling		
$\Omega > 0$	Forward Whirling	$0 < \Omega < \omega$	Avec Glissement
		$\Omega = \omega$	Synchrone
		$\Omega > \omega$	Improbable
$\Omega < 0$	Backward Whirling	$-\frac{R_c}{J}\omega < \Omega < 0$	Avec Glissement
		$\Omega = -\frac{R_c}{J}\omega$	Sans Glissement
		$\Omega < -\frac{R_c}{J}\omega$	Improbable

$\omega \rightarrow$ vitesse de rotation
 $\Omega \rightarrow$ vitesse de whirling
 $R_c \rightarrow$ rayon de la tige
 $J \rightarrow$ jeu tige-trou

Tableau 4.1 : Classification des Différents Types de Whirling

4.2 Modélisation de la garniture de forage :

Depuis leur découverte, les vibrations latérales se sont très vite reconnues comme le phénomène le plus destructeur pour la garniture et les équipements de mesure de fond mais aussi pour les outils de type PDC vulnérables aux chocs.

Il existe des modèles analytiques pour étudier les vibrations latérales mais ceux-ci ne permettent pas d'étudier le phénomène dans sa complexité et ont besoin de certaines hypothèses simplificatrices telles que l'absence de contact ou le contact continu de la garniture avec la paroi du puits [18]. La complexité du phénomène étudié, le nombre important de paramètres rentrant en jeu et la non-linéarité des équations de mouvement [19] sont à l'origine du recours à des méthodes numériques, en particulier la méthode des éléments finis pour résoudre le problème. En effet, les paramètres dont il faut tenir compte sont : la trajectoire du puits, la configuration de la garniture, l'interaction garniture-formation, le comportement de l'outil et des stabilisateurs, le fluide de forage [20].

Dans la littérature, on peut distinguer deux approches principales : l'approche temporelle et l'approche fréquentielle. Concernant l'approche temporelle, on peut modéliser le comportement de la garniture dans le régime établi [18] ou bien dans le régime transitoire [22]. Le régime transitoire est important quand il s'agit de prendre en compte l'interaction garniture-formation notamment pour les zones de contact, les impacts et le mécanisme de coupe de la roche par l'outil de forage. Le calcul dans le domaine temporel est complexe et

Analyse et modélisation des vibrations latérales

nécessite d'énormes ressources de calcul. L'approche fréquentielle permet aussi d'appréhender le comportement de la garniture ; il s'agit de déterminer les fréquences propres de la structure [23] et d'en déduire les vitesses de rotation critiques ; éviter ces vitesses permet d'éviter que la structure n'entre en résonance.

4.2.1 Système équivalent simplifié

Le but de cette approche est d'étudier et de comprendre en détail certains phénomènes dynamiques observés sur les plates-formes de forage. Modéliser l'ensemble de la structure continue de manière minutieuse et détaillée conduirait à des modèles extrêmement lourds (en termes de puissance et temps de calcul, ce qui n'était pas facilement accessible il y'a une ou deux décennies) et compliqués à manipuler (vu la quantité des paramètres à prendre en compte).

L'idée est d'arriver à comprendre de manière schématique le comportement temporel dynamique de la structure. Pour arriver à cela, on n'étudie pas la structure physique réelle proprement dite mais plutôt un système virtuel discret équivalent simplifié.

On identifie tout d'abord une zone de la structure dont le mouvement présente un certain intérêt pour l'étude d'un phénomène dynamique particulier. On peut, par exemple, s'intéresser aux mouvements latéraux d'une section d'un tool-joint₁₆ situé entre deux drill-collars pour étudier le phénomène de whirl (figure 4.4).

La structure physique réelle est alors remplacée par un système discret équivalent (assemblage de masses, ressorts, amortisseurs etc...) en considérant la zone d'intérêt comme une masse ponctuelle ayant un certain nombre de degrés de liberté. L'objectif est que l'état mécanique de la zone étudiée puisse être décrit à travers un nombre réduit de paramètres scalaires pour obtenir un système d'équation de mouvement le plus simple et petit possible. Les grandeurs discrètes équivalentes (masses, inerties, rigidité des ressort, coefficients d'amortissement etc...) sont dérivées à partir du modèle physique en utilisant le théorème des travaux virtuels.

Analyse et modélisation des vibrations latérales

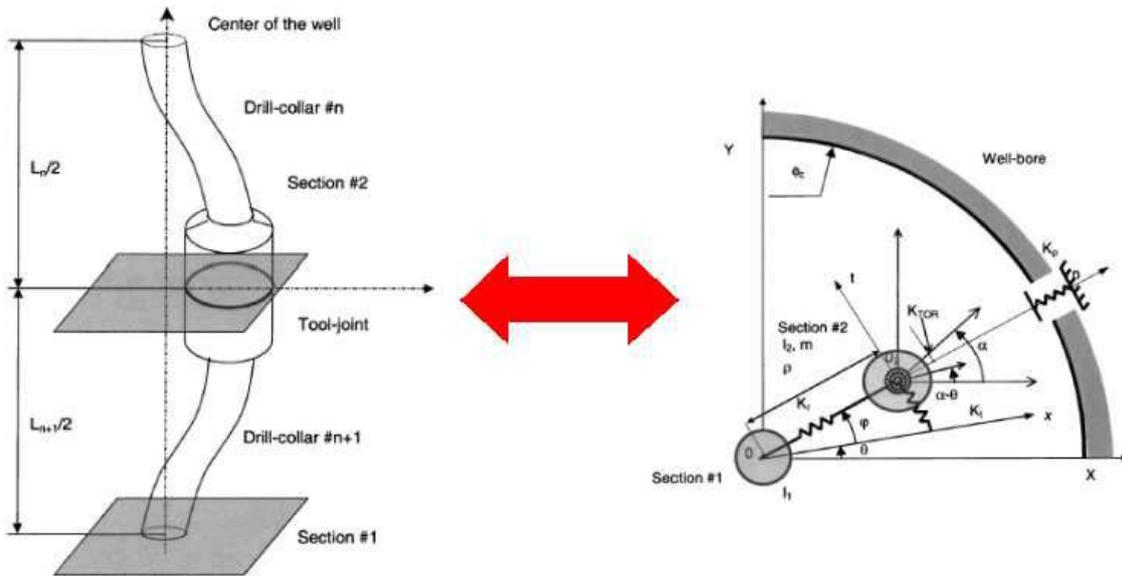


Figure 4.4 : Modélisation du phénomène de whirl par les mouvements relatifs d'une section d'un tool-joint

4.2.2 Notion de longueur effective

L'observation faite par plusieurs chercheurs que les vibrations latérales s'atténuent rapidement et ne se propagent pas jusqu'à la surface est à l'origine de l'idée de modèle réduit basé sur la longueur effective. Dans le présent modèle, seule une certaine longueur effective de la BHA est prise en compte c'est-à-dire, partant de l'outil de forage, la longueur du train de tiges qui vibre de manière significative en latéral. La longueur effective s'étend de l'outil de forage jusqu'au point tangent qui est le premier point en contact permanent avec le puits juste derrière le dernier stabilisateur figure 4.5.

Le premier point de contact est déterminé par une analyse statique de type Torque & Drag. La longueur effective est dans ce cas la distance entre ce premier point de contact et la tête de l'outil de forage la figure 4.5 montre la définition de la longueur effective.

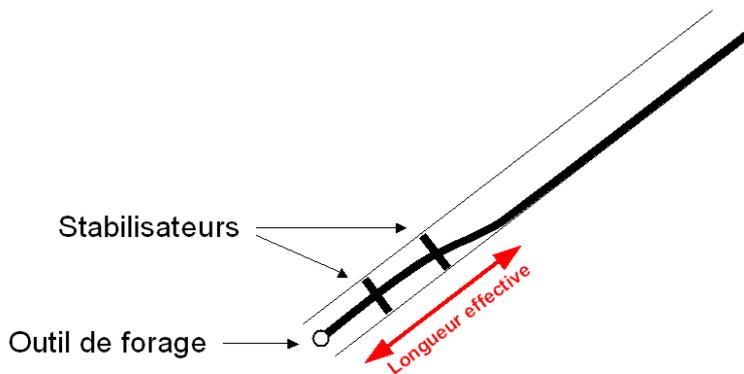


Figure 4.5 : Longueur effective

Analyse et modélisation des vibrations latérales

La justification physique d'une telle approche consiste à dire que la partie du train de tiges au delà de ce point de tangence repose en permanence sur le bas côté du puits et n'est donc pas sujette aux vibrations latérales.

4.3 Développement des équations éléments finis

L'élément fini utilise comme variables nodales la flèche et sa dérivée première (rotation de la section droite).

Les variables nodales sont : $V_1, \theta_1, V_2, \theta_2$

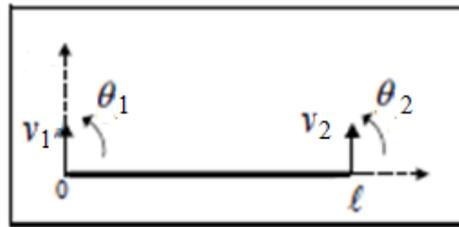


Figure 4.6 : Les variables nodales

Pour identifier nos quatre variables nodales nous utilisons une approximation polynomiale cubique (degré 3) de la forme :

$$v(x) = \langle 1 \ x \ x^2 \ x^3 \rangle \begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \end{pmatrix} \quad (4.1)$$

Par identification des variables nodales avec l'approximation de la flèche et de la rotation aux nœuds, nous obtenons la relation matricielle suivante :

$$\begin{pmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v_1(0) \\ \theta_1(0) \\ v_2(l) \\ \theta_2(l) \end{pmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & l & l^2 & l^3 \\ 0 & 1 & 2l & 3l^2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \end{pmatrix} \quad (4.2)$$

Inversons cette relation et reportons le résultat dans l'expression de l'approximation, nous obtenons

$$v(x) = \langle N \rangle_e \{U_e\} = \langle N_1 \ N_2 \ N_3 \ N_4 \rangle \begin{pmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{pmatrix} \quad (4.3)$$

Avec les fonctions d'interpolation suivante :

$$N_1(s) = 1 - 3s^2 + 2s^3 \quad (4.4)$$

$$N_3(s) = 3s^2 - 2s^3 \quad (4.5)$$

Analyse et modélisation des vibrations latérales

Où $s = \frac{x}{l}$

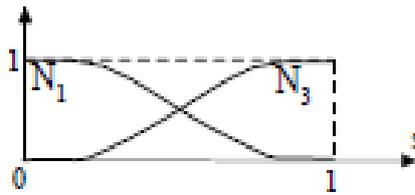


Figure 4.7 : Fonction d'interpolation N1 et N3

N1 et N3 représentent la déformée d'une poutre bi – encastree pour laquelle on impose un déplacement unité à une des deux extrémités

$$N_2(s) = l(s - 2s^2 + 3s^3) \quad (4.6)$$

$$N_4(s) = l(-s^2 + s^3) \quad (4.7)$$

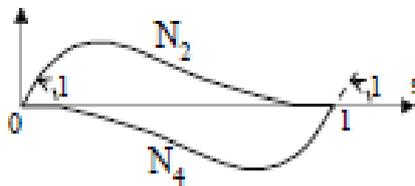


Figure 4.8: Fonction d'interpolation N2 et N4

N2 et N4 représentent la déformée d'une poutre encastree à une extrémité. Pour laquelle on impose une rotation unité à l'autre extrémité.

- **Matrice raideur et masse**

L'énergie de déformation associée à notre élément est :

$$2E_d = \int_0^l EI (v_{,xx})^2 dx \quad (4.8)$$

Utilisons l'approximation nodale du champ des déplacements :

$$v_{,xx} = \langle N_{,xx} \rangle \{U_e\} \quad (4.9)$$

$$\text{Avec } \langle N_{,xx} \rangle = [B] = \left\langle \frac{6}{l^2}(-1+2s), \frac{2}{l}(-2+3s), \frac{6}{l^2}(1-2s), \frac{2}{l}(-1+3s) \right\rangle \{U_e\} \quad (4.10)$$

$$\text{D'où } [K_e] = \int_0^l [B]^T EI [B] dx \quad (4.11)$$

Analyse et modélisation des vibrations latérales

$$[K_e] = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

Et pour la matrice masse on a :

$$[M_e] = \frac{\rho S l}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

4.4 Discrétisation par éléments finis

La garniture a été considérée comme une longue tige creuse de géométrie et rigidité variable. L'analyse d'un tel système nécessite de développer les équations de mouvement, puis discrétiser le système en éléments simples en utilisant la méthode des éléments finis.

Dans un premier temps, j'ai traité le cas des vibrations latérales de la même manière que les vibrations axiales et de torsion. J'ai pris en compte la totalité du train de tiges et j'ai fait la discrétisation de la garniture de forage (figure 4.9).

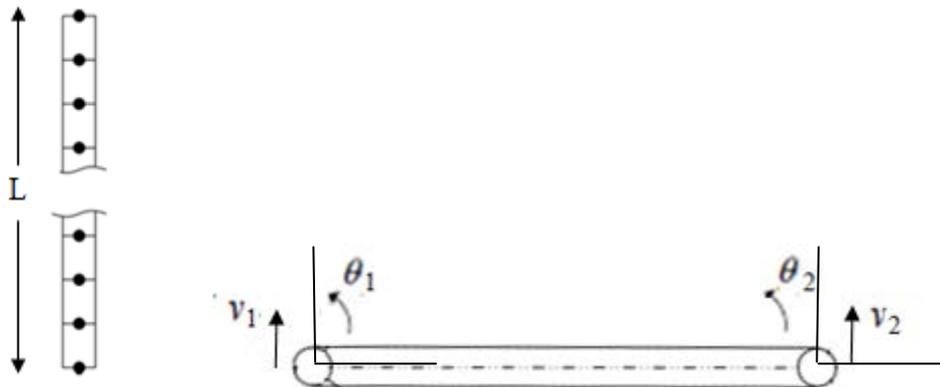


Figure 4.9 : Représentation élémentaire de la tige de forage

La garniture de forage est principalement composée de Drill pipes, Heavy Weight, Drill collars, stabiliser et un outil figure (4.10).

Analyse et modélisation des vibrations latérales

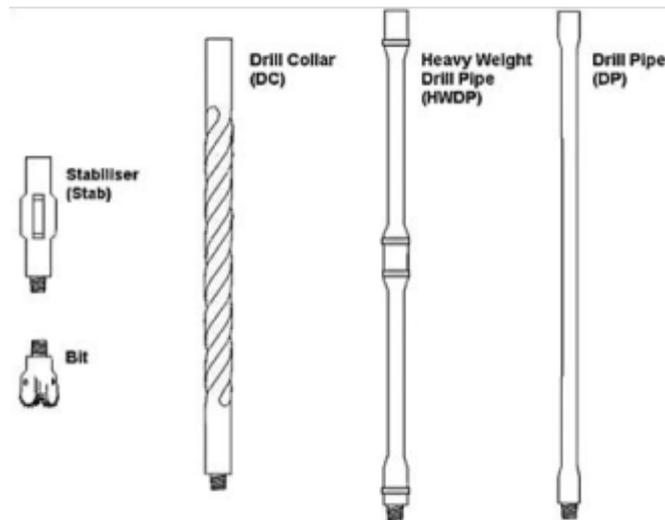


Figure 4.10 : Les composants de la garniture

On construit les matrices élémentaires de rigidité et de masse de chaque type d'élément composant la garniture de forage ($K_{DP}^e, K_{HW}^e, K_{DC}^e, K_{BIT}^e, M_{DP}^e, M_{HW}^e, M_{DC}^e, M_{BIT}^e$). Après on assemble ces matrices suivant le nombre d'éléments de chaque type pour finalement aboutir aux matrices globales de rigidité et de masse qui modélisent la garniture de forage.

Après avoir fait les calculs en tenant compte de la totalité de train de tiges j'ai refait la discrétisation en considérant la longueur effective figure (4.11).

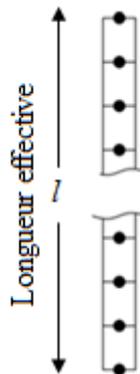


Figure 4.11 : Discrétisation par élément finis de la longueur effective

Dans ce cas la garniture de forage est principalement composée de Drill collars, stabiliser et un outil figure (4.12).

Analyse et modélisation des vibrations latérales

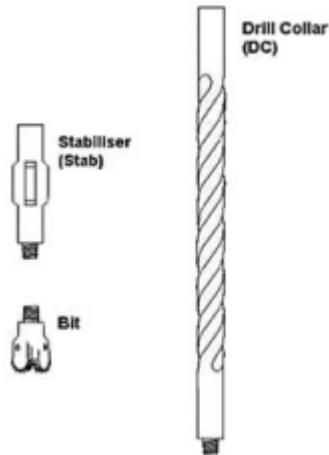


Figure 4.12 : Composant de la garniture (longueur effective)

On construit les matrices élémentaires de rigidité et de masse de chaque type d'élément composant la garniture de forage ($K_{DC}^e, K_{BIT}^e, M_{DC}^e, M_{BIT}^e$).
Après on assemble ces matrices pour aboutir aux matrices globales de rigidité et de masse.

4.5 Analyse modale

Comme j'ai mentionné précédemment j'ai traité le cas des vibrations latérales de la même manière que les vibrations axiales et de torsion et j'ai pris en compte la totalité du train de tiges dans le calcul et j'ai essayé de me rapprocher de mieux des résultats du logiciel Wellscan.

Le tableau 4.2 présente les 10 premières fréquences propres latérales calculées et les résultats numériques de Wellscan.

<i>Resultats de WellScan</i> (RPM)	<i>Resultats obtenus</i> (RPM)	<i>Erreur relative</i> (%)
2.95	0.001	99.9%
9.81	0.0061	99.9%
20.78	0.0194	99.9%
35.46	0.0355	99.9%
53.6	0.0442	99.9%
76	0.0709	99.9%
102.92	0.095	99.9%
133.4	0.1235	99.9%
166.87	0.1581	99.9%
204.65	0.1989	99.9%

Tableau 4.2 : Comparaison des fréquences propres latérales obtenues et celles calculées par WellScan (résultats initiaux)

Analyse et modélisation des vibrations latérales

On remarque clairement que les résultats de Wellscan ne concordent pas avec les résultats de notre calcul. Donc effectivement les vibrations latérales ne se traitent pas de la manière que les vibrations axiales et torsionnelles.

On peut conclure que les vibrations latérales sont, quant à elles, de nature plus complexe et différente. Il en résulte que la modélisation simple faite pour les vibrations axiales et de torsion n'est plus valable pour les vibrations latérales. L'examen de la littérature scientifique m'a montré que ces dernières sont plus subtiles et nécessitent de prendre en considération un certain nombre de points:

- 1 - Notion de longueur effective
- 2 - Conditions limites
- 3 - Influence des stabilisateurs
- 4 - Sélection des modes pertinents
- 5 - Influence du fluide de forage
- 6 - Influence du chargement axial

On s'intéresse dans ce travail au trois premiers points

• Conditions limites

Dans un premier temps on a considéré que la longueur effective sans stabilisateurs et concernant la délicate question des conditions limites le choix consiste à d'adopter des conditions d'appui simple aux deux extrémités de la longueur effective du train de tiges. Ceci veut dire que seuls les déplacements latéraux sont bloqués, les rotations de flexion restent libres.

Le problème soit bien posé mécaniquement. La figure 4.13 représente de manière schématique les liaisons adoptées.

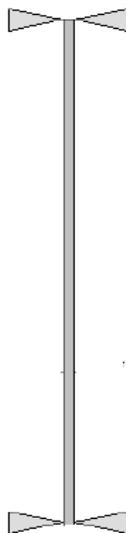


Figure 4.13 : Conditions limites (cas latéral)

Analyse et modélisation des vibrations latérales

4.6 Fréquences propres et modes propres

- **Fréquences propres**

Les résultats obtenus sont présentés dans le tableau ci-dessous :

<i>Resultats de WellScan (RPM)</i>	<i>Resultats obtenus (RPM)</i>	<i>Erreur relative (%)</i>
2.95	2.95	0%
9.81	10.05	2.3%
20.78	21.67	3.7%
35.46	36.29	2.2%
53.61	55.29	3.05%
76.01	76.54	0.7%
102.92	109.5	6%
133.4	139.06	4.07%
166.87	177.02	5.7%
204.65	218.7	6.4%

Tableau 4.3 : Comparaison entre les fréquences propres latérales calculées et celles de Wellscan

On constate que les résultats présentés par Wellscan concordent avec notre calcul ce qui me permet de valider le présent programme qui fait introduire la notion de longueur effective.

Donc effectivement l'idée de longueur effective proposée par les chercheurs est plus pratique et donne des résultats acceptables.

- **Déformés modales**

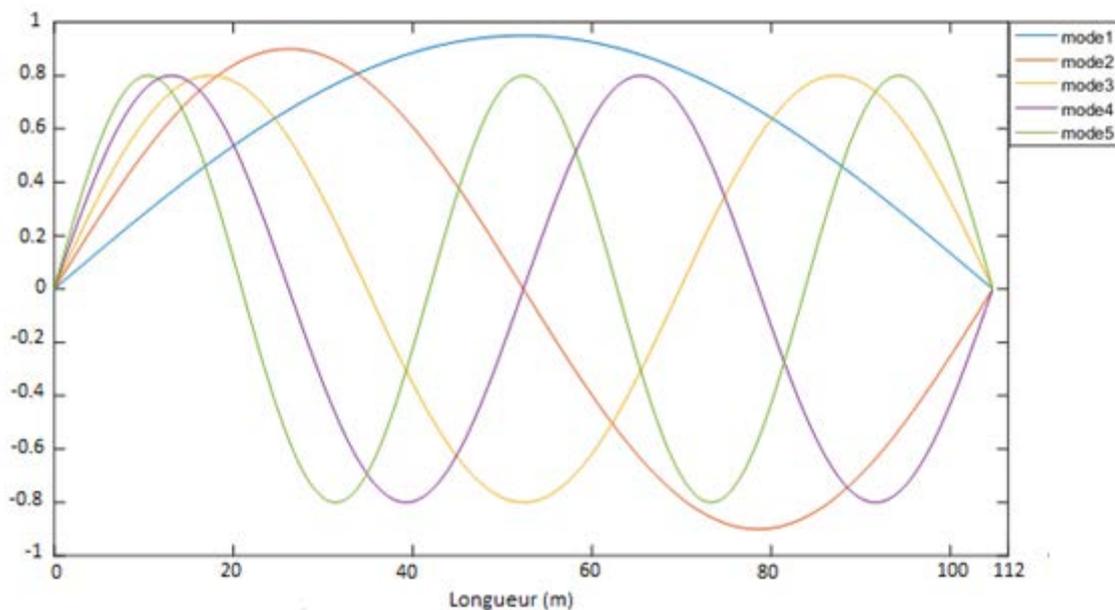


Figure 4.14 : Les cinq premières déformées modales latérales (sans stabilisateurs)

Analyse et modélisation des vibrations latérales

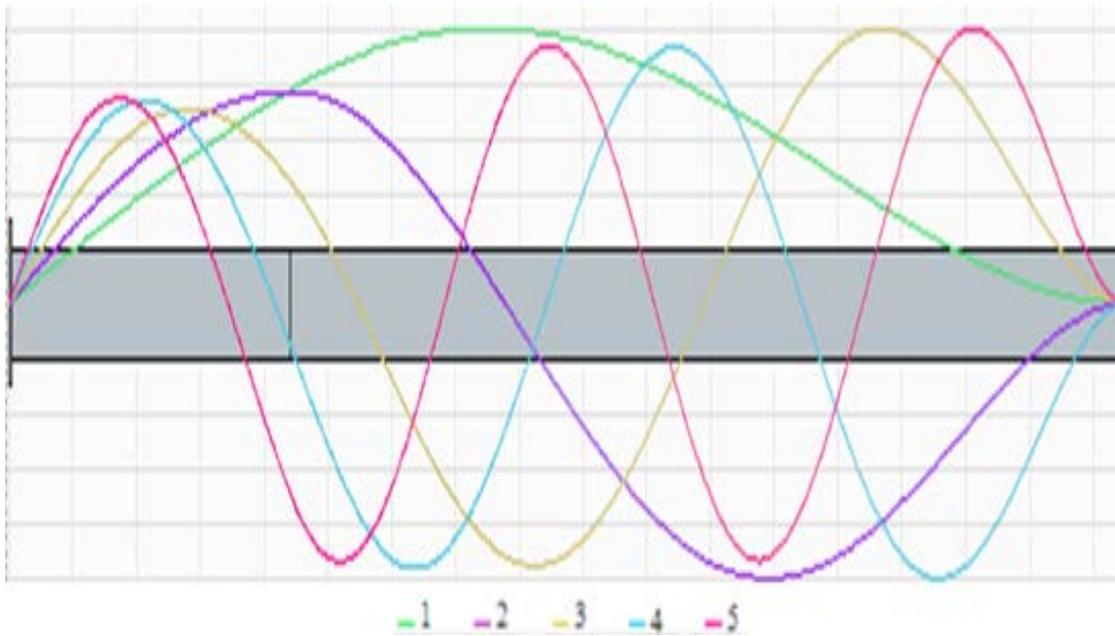


Figure 4.15 : Les cinq premières déformées modales latérales calculées par Wellscan (sans stabilisateurs)

On remarque que les déformées modales latérales calculées par Wellscan (figure 4.15) ressemblent à celles calculées par notre programme (figure 4.14). En effet, les nombres de nœuds et de ventres pour chaque mode sont identiquement les mêmes. Les positions des nœuds et des ventres sont pratiquement les mêmes, par contre, les amplitudes normalisées sont un peu différentes.

Longueur effective :

La valeur adoptée pour la longueur effective est 112.35 m, j'ai calculé cette longueur en utilisant un programme qui fait le calcul statique, cette valeur est acceptable en comparaison avec la valeur trouvée par le logiciel de Wellscan qui est 110 m avec une erreur relative de 2.09%.

4.7 Influence des stabilisateurs

Les stabilisateurs sont des éléments très importants dans la conception de la BHA. En effet, le type, la position ainsi que le nombre des stabilisateurs définissent la réponse dynamique et le comportement directionnel de la BHA.

Les stabilisateurs ont une faible influence sur les vibrations axiales et de torsion (mis à part, bien sûr, le fait que les sections stabilisées de la BHA ont une inertie de mouvement supérieure au reste du train de tiges). Les stabilisateurs ont par contre une influence majeure sur les vibrations latérales du fait de leur influence directe sur les mouvements latéraux.

4.7.1 Effet de stabilisateurs sur les fréquences propres et les modes propres

Pour connaître l'effet de stabilisateurs on a introduit deux stabilisateurs, et on compare les résultats avec le logiciel de Wellscan .

La figure 4.16 représente la configuration étudiée dans ce cas:

- le forage est vertical;
- la BHA comprend deux stabilisateurs situés respectivement à 11.5 et 22.5 m de l'outil de forage.

Analyse et modélisation des vibrations latérales

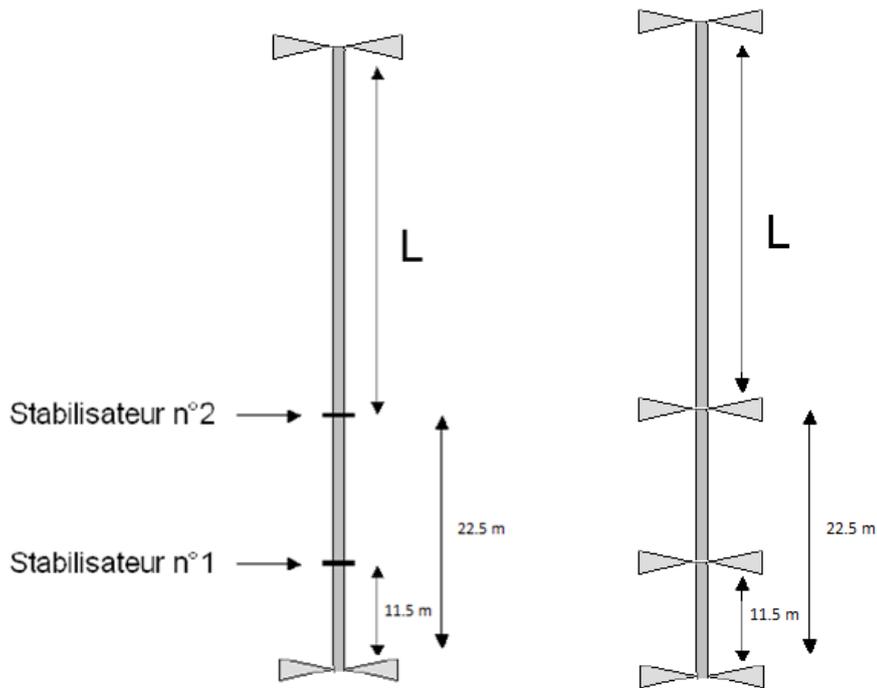


Figure 4.16 : Liaisons mécaniques adoptées

• Fréquences propres

Les résultats obtenus sont présentés dans le tableau ci-dessous :

<i>Resultats de WellScan (RPM)</i>	<i>Resultats obtenus (RPM)</i>	<i>Erreur relative (%)</i>
7.53	7.58	0.6%
20.12	20.22	0.49%
38.48	38.72	0.62%
62.63	63.70	1.6%
92.91	94.22	1.4%
129.38	131.25	1.4%
171.35	174.61	1.87%
216.20	220.32	2%
255.99	265.51	3.6%
293.65	302.77	3%

Tableau 4.4 : Comparaison entre les fréquences propres latérales calculées et celles de Wellscan (cas avec stabilisateurs)

On constate que les résultats présentés par Wellscan concordent avec notre calcul avec une erreur maximale de 3.6 %.

On remarque que les fréquences propres pour le cas de la garniture avec stabilisateurs sont plus importantes en comparaison avec les fréquences de la garniture sans stabilisateurs c-à-d. que la garniture est devenue plus rigide.

Analyse et modélisation des vibrations latérales

- **Déformés modales**

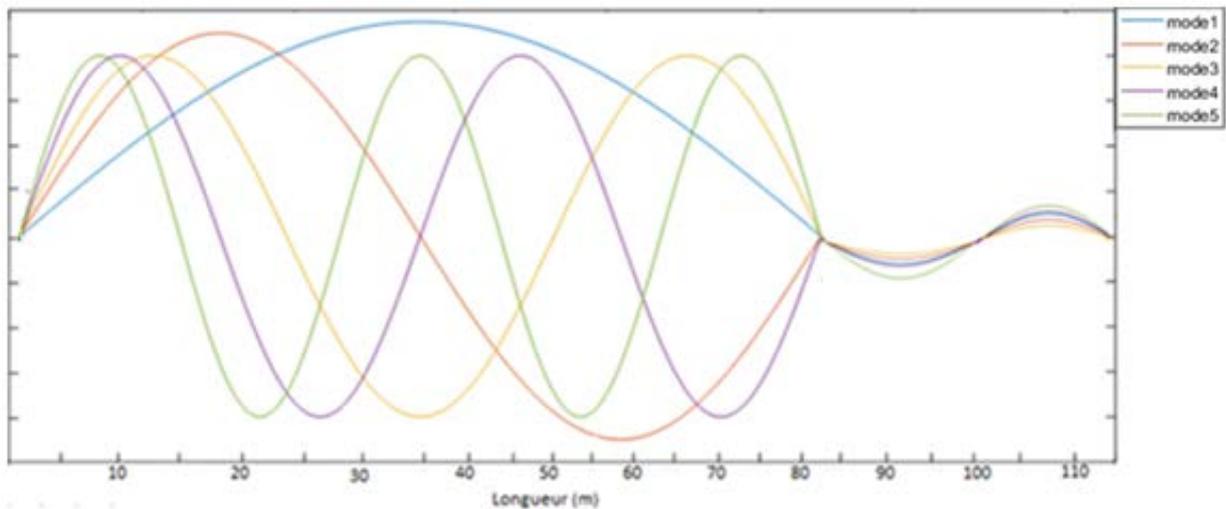


Figure 4.17 : Les cinq premières déformées modales latérales (avec stabilisateurs)

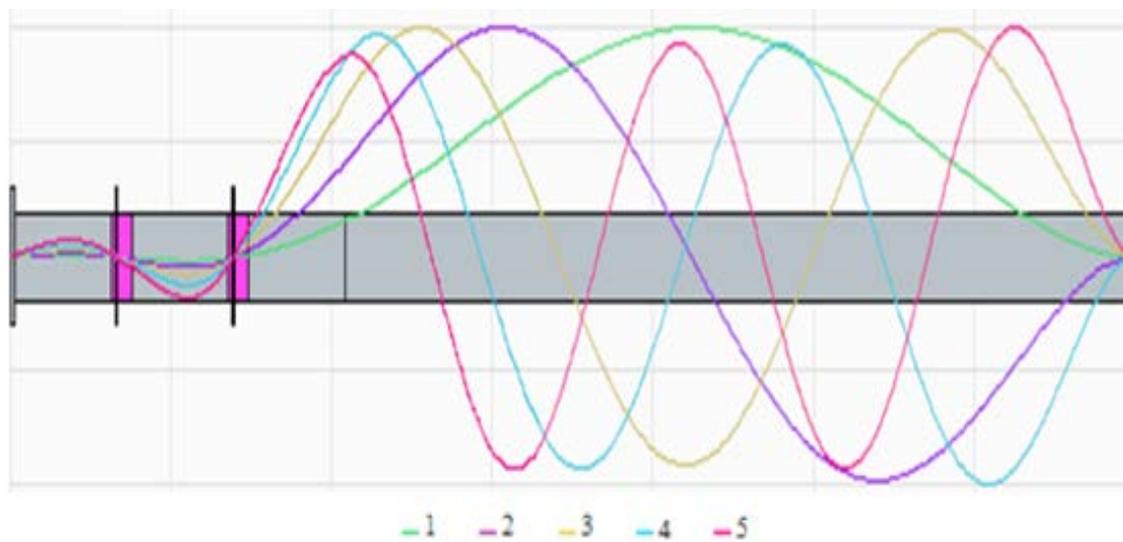


Figure 4.18 : Les cinq premières déformées modales latérales calculées par Wellscan (avec stabilisateurs)

On remarque que les déformées modales latérales calculées par Wellscan (figure 4.18) ressemblent à celles calculées par notre programme (figure 4.17).

Les stabilisateurs sont illustrés par des points qui sont égale à 0 (c-à-d. déformations nulles), On voit bien que la structure est devenue très rigide en comparaison avec le cas sans stabilisateurs on remarque que les déformés sont très faibles de 0 à 22.5 m (presque nuls), donc on peut déduire que les stabilisateurs augmentent la rigidité de la garniture de forage.

Chapitre 05

Couplage des modes de vibrations axiales-torsionnelles

Ce chapitre parle du couplage des deux modes de vibrations axiale et torsionnelle. Un modèle mathématique a été formulé en tenant compte l'effet combiné des deux modes. Ce modèle permet par une analyse modale de calculer les fréquences propres et les déformés modales ainsi que les résultats des simulations numériques du comportement dynamique de la structure.

Couplage des modes de vibrations axiales-torsionnelles

5 Couplage des modes de vibrations axiales_torsionnelles

D'après Spanos [15], analyser chaque mode de vibration séparément peut être intéressant pour comprendre les mécanismes de vibration mais ceci n'est pas une approche fiable quand il s'agit d'étudier un cas pratique sachant que les différents modes de vibration se produisent simultanément et agissent l'un sur l'autre. Les mécanismes d'excitation des différents modes de vibrations ont été étudiés par Besaisow [37] qui montrent qu'il existe des mécanismes d'excitation primaires et des mécanismes d'excitation secondaires.

Quand un premier mode de vibrations est excité par une force extérieure, ce mode peut exciter un deuxième mode à travers les mécanismes de couplage, l'amplitude du deuxième mode est évidemment plus petite que le premier mode. Par exemple, la force excentrique est une excitation primaire pour les vibrations latérales et à travers les mécanismes de couplage cette force est considérée comme une excitation secondaire des vibrations axiales et des vibrations de torsion.

L'outil de forage joue un rôle important dans les mécanismes de couplage, il assure surtout le transfert d'énergie entre les vibrations axiales et les vibrations de torsion. L'outil est ainsi considéré comme un convertisseur axial-torsion c'est-à-dire un convertisseur poids sur l'outil (WOB)-couple sur l'outil (TOB) [37].

On s'intéresse dans la suite au couplage axial-torsionnel

Les mouvements non linéaires d'un mécanisme de forage rotatif sont pris en compte, et un modèle à deux degrés de liberté est développé figure (5.1) pour étudier la dynamique axiale-torsionnelle couplée de ce système [36].

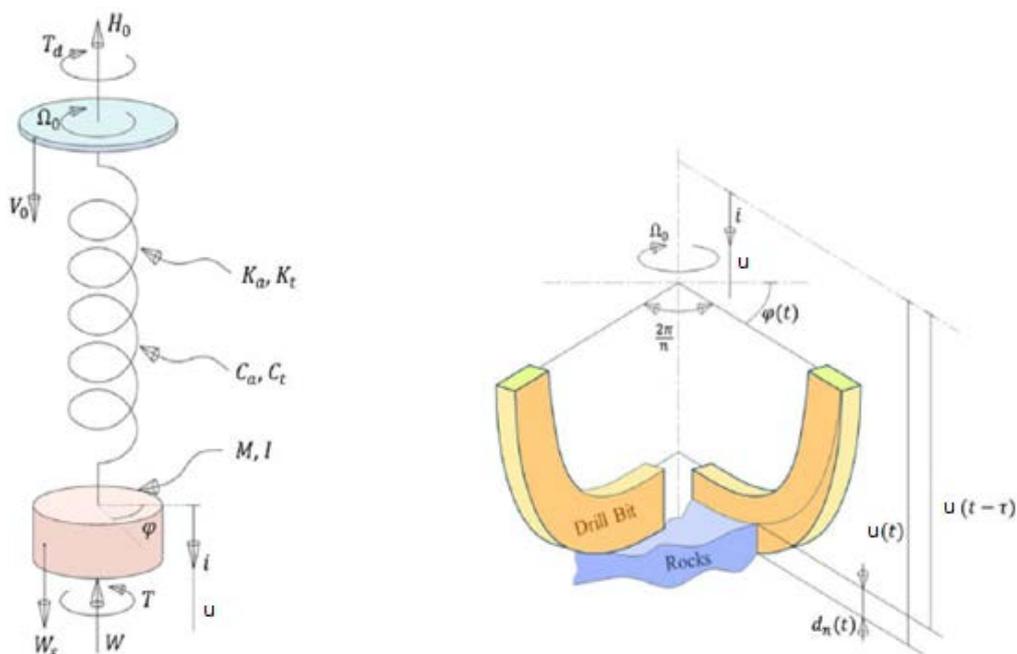


Figure 5.1 : Modèle de couplage axial-torsionnel

Couplage des modes de vibrations axiales-torsionnelles

Dans ce modèle, il y a un total de six rigidité, amortissement, et des éléments d'inertie. Ces éléments sont la raideur axiale K_a et la raideur de torsion K_t qui permettent de capter la flexibilité des tiges de forage ; l'amortissement axial C_a et l'amortissement de torsion C_t dus à la boue de forage; et l'inertie équivalente de translation M et l'inertie de rotation I du BHA plus un tiers des tiges de forage. L'amortissement structural est négligé ici, l'équation de mouvement du modèle à deux degrés de liberté pour une chaîne de forage peut être écrite ainsi :

$$M\ddot{U} + C_a\dot{U} + K_a(U - V_0 t) = W_s - W(t) \quad (5.1)$$

$$I\ddot{\phi} + C_t\dot{\phi} + K_t(\phi - \Omega_0 t) = -T(t) \quad (5.2)$$

La quantité W_s est le poids immergé du train de tiges et, en négligeant l'effet de flottabilité de la boue de forage, cette quantité est égale à la somme du poids du tube de forage et du collier de forage. La variable $W(t)$ le poids et $T(t)$ est le couple actif. Selon Detournay et le travail de Defourny, la force et le couple du bit sont déterminés par les interactions bit-roche. Ils peuvent être décomposés en composants de coupe et de friction, comme suit:

$$W(t) = W_c(t) + W_f(t) \quad (5.3)$$

$$T(t) = T_c(t) + T_f(t) \quad (5.4)$$

L'indice c désigne le composant de coupe, tandis que l'indice f désigne le composant de frottement. La composante de coupe est proportionnelle à la profondeur de coupe instantanée de la roche et on suppose que la composante de frottement obéit au frottement de Coulomb. Compte tenu du rebond du foret et de la perte de contact entre le foret et les roches, il existe de nombreux cas de coupes. Suite aux efforts précédents, les forces et le couple sur le trépan peuvent être écrits comme suit:

$$W_c(t) = \varepsilon a \xi R(d(t)) H(\dot{\phi}(t)) \quad (5.6)$$

$$T_c(t) = \frac{1}{2} \varepsilon a^2 R(d(t)) H(\dot{\phi}(t)) \quad (5.7)$$

$$W_f(t) = \sigma a l R(d(t)) H(\dot{u}(t)) \quad (5.8)$$

$$T_f(t) = \frac{1}{2} \mu \gamma a^2 \sigma l \operatorname{sgn}(\dot{\phi}) (R(d(t)) H(\dot{u}(t))) \quad (5.9)$$

Tel que :

$$\begin{aligned} d(t) &= n d_n(t) \\ d_n(t) &= z(t) - z(t - \tau) \end{aligned} \quad (5.10)$$

Le paramètre ε est l'énergie spécifique intrinsèque, qui dépend principalement de la résistance de la roche. Ici, pour couvrir une large gamme de strates allant du sable aux roches, ce

Couplage des modes de vibrations axiales-torsionnelles

paramètre est autorisé à varier dans la plage 0 de 110 MPa plutôt que d'être limité à une valeur constante. Les autres paramètres sont spécifiques à la conception de l'interaction entre le trépan et le trépan-pierre. La variable d est la somme de la profondeur de coupe instantanée de chaque lame de foret. Les fonctions scalaires $R(\cdot)$, $H(\cdot)$ et $\text{sgn}(\cdot)$ sont respectivement les fonctions Ramp, Heaviside et Sign.

On s'intéresse dans ce chapitre de faire l'étude modale et dynamique pour le cas de couplage axial-torsionnel, pour ce faire on adopte toujours la méthode des éléments finis parce que La méthode des éléments finis est l'une des méthodes numériques les plus appliquées pour résoudre des équations différentielles avec des géométries compliquées.

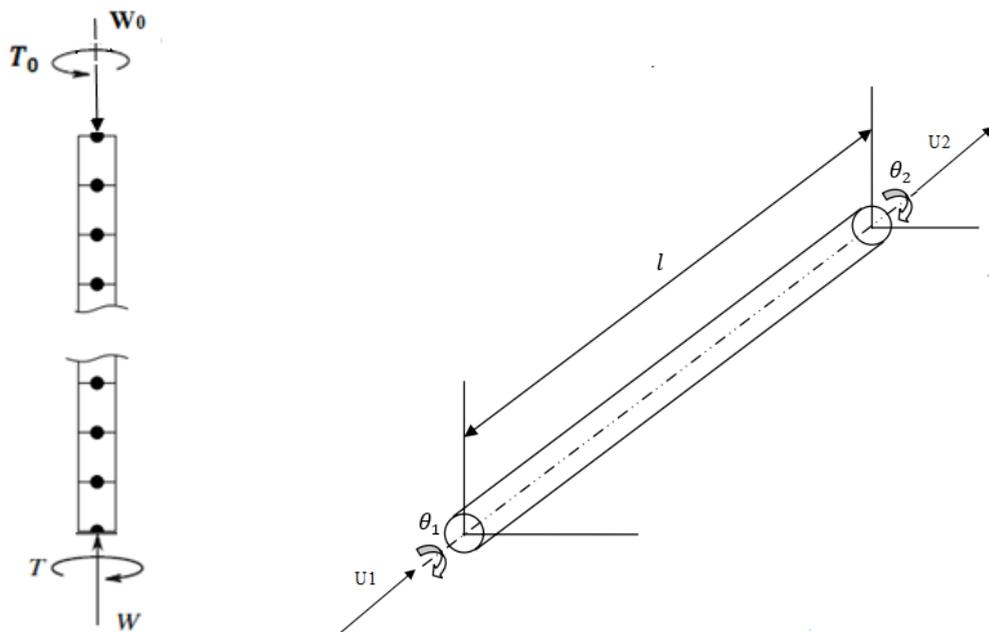


Figure 5.2 : Représentation élémentaire de la tige de forage

L'élément tige représenté sur la figure 5.2 comporte deux nœuds à ses deux extrémités. Les déplacements inconnus à chaque extrémité sont les angles de torsion et les déplacements axiaux.

Les variables nodales sont : U_1 , θ_1 , U_2 , θ_2

La matrice de rigidité élémentaire s'écrit :

$$[K_e] = \begin{bmatrix} \frac{EA}{l} & 0 & -\frac{EA}{l} & 0 \\ 0 & \frac{GI}{l} & 0 & -\frac{GI}{l} \\ -\frac{EA}{l} & 0 & \frac{EA}{l} & 0 \\ 0 & -\frac{GI}{l} & 0 & \frac{GI}{l} \end{bmatrix} \quad (5.11)$$

Couplage des modes de vibrations axiales-torsionnelles

La matrice de masse élémentaire s'écrit :

$$[M_e] = \begin{bmatrix} \frac{\rho Al}{3} & 0 & \frac{\rho Al}{6} & 0 \\ 0 & \frac{\rho l}{3} & 0 & \frac{\rho l}{6} \\ \frac{\rho Al}{6} & 0 & \frac{\rho l}{3} & 0 \\ 0 & \frac{\rho l}{6} & 0 & \frac{\rho l}{3} \end{bmatrix} \quad (5.12)$$

On construit les matrices élémentaires de rigidité et de masse de chaque type d'élément composant la garniture de forage ($K_{DP}^e, K_{HW}^e, K_{DC}^e, K_{BIT}^e, M_{DP}^e, M_{HW}^e, M_{DC}^e, M_{BIT}^e$) comme pour le cas axial et torsionnel après on assemble ces matrices suivant le nombre d'éléments de chaque type pour finalement aboutir aux matrices globales de rigidité et de masse qui modélisent la garniture de forage.

Concernant les conditions limites, le couplage de deux modes de vibrations impose les conditions limites suivantes :

- le train de tiges est encastré en haut (surface);
- le train de tiges est libre en bas (outil de forage).

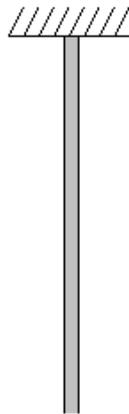


Figure 5.3 : Conditions aux limites de la garniture de forage

Les conditions aux limites imposent que le mouvement au premier nœud est nul. L'application des conditions aux limites impose la suppression de la première ligne et la première colonne des matrices globales de rigidité et de masse.

Pour une solution non triviale, le déterminant doit être égal à zéro.

$$(K - \omega_n^2 M) = 0 \quad (5.13)$$

L'Eq. (5.13) est connue comme étant l'équation caractéristique du système. Après le développement de l'équation, les valeurs correspondantes aux carrés des fréquences propres,

Couplage des modes de vibrations axiales-torsionnelles

ω_n^2 , sont déterminées des racines polynomiales. Chaque fréquence propre, ω_n^2 , lui correspond un vecteur propre Un , tel que $[K-\omega_n^2 M]Un=0$.

5.1 Résultats et discussion

J'ai choisi toujours la garniture de forage de longueur de 3500.95m que j'ai pris comme cas d'étude pendant le développement des algorithmes dans le cas axial et torsionnel. Le train de tiges a été pris en compte dans sa totalité pour effectuer les calculs.

- **Fréquences propres**

Les dix premières fréquences propres obtenues sont illustrées dans le tableau suivant :

	<i>Resultats</i> pour le cas axial et torsionnel (RPM)	<i>Resultats</i> obtenus pour le cas de couplage (RPM)	<i>Erreur relative</i> (%)
Torsionnel	8.24	8.26	0.24%
Axial	15.9	15.82	0.5%
Torsionnel	31.42	31.02	1.2%
Axial	53.4	53.08	0.6%
Torsionnel	58.5	58.05	0.77%
Torsionnel	86.51	85.71	0.92%
Axial	96.2	95.52	0.7%
Torsionnel	114.7	113.62	0.94%
Axial	140.6	139.67	0.66%

Tableau 5.1 : Comparaison entre les fréquences propres de couplage et les fréquences de chaque mode séparément.

On remarque que les fréquences propres de couplage axial-torsionnel sont les fréquences propres de chaque mode séparément axial et torsionnel.

- **Déformés modales**

Les cinq premières déformées modales sont représentées sur la figure 5.4 :

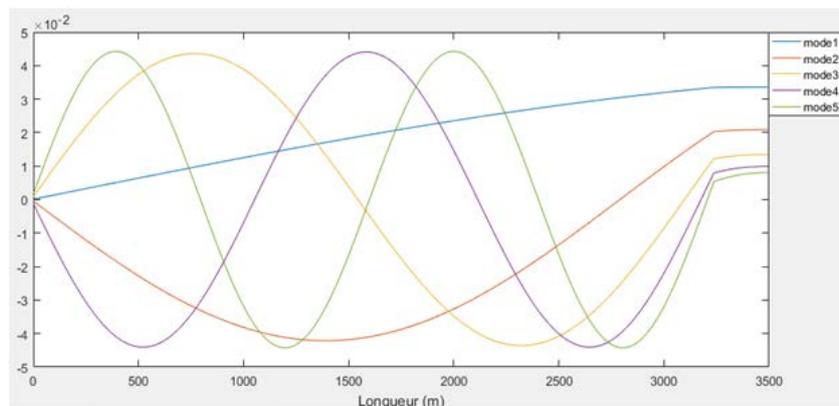


Figure 5.4 : Les cinq premières déformées modales de couplage axial-torsionnel

Couplage des modes de vibrations axiales-torsionnelles

On peut remarquer que les déformés modales pour le cas de couplage sont plus importantes en comparaison avec les déformés de chaque mode séparément.

5.2 Analyse dynamique

Dans cette partie, on va étudier la dynamique de la garniture pendant l'opération de forage en tenant compte l'effet du couplage entre les deux modes de vibrations axial et torsionnel. Le système dynamique est un système d'équations différentielles de 2^{ème} ordre avec les deux excitations axiale et torsionnelle.

. Les résultats obtenus sont illustrés sur les figures ci-dessous :

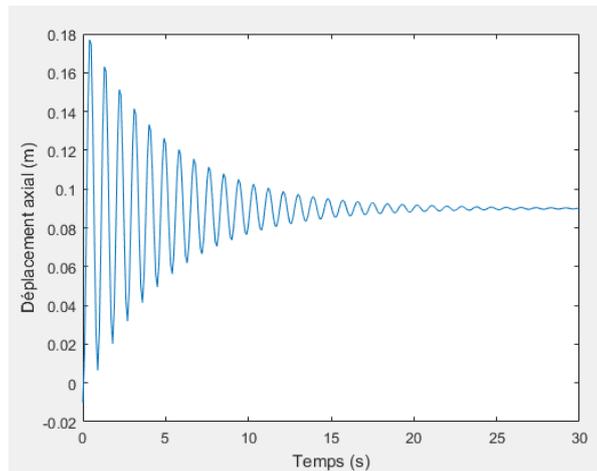


Figure 5.5 : Déplacement axial de l'outil

Si on compare le déplacement du modèle couplé et le modèle non couplé on remarque que le déplacement axial de l'outil augmente en présence des vibrations de torsion et les impacts apparaissent plus rapidement et sont plus nombreux quand le couplage est pris en compte.

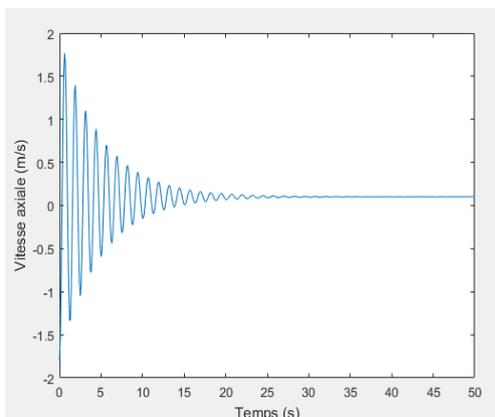


Figure 5.6 : Vitesse axiale de l'outil

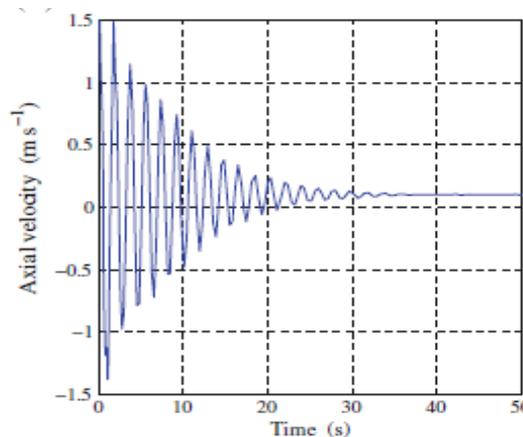


Figure 5.7 : Vitesse axiale de l'outil [13]

Pour ce qui est vitesse axiale de l'outil de forage, on a comparé notre résultat (figure 5.6) avec celui de livre [13] (figure 5.7). Les résultats sont proches ce qui permet de dire que notre modèle est valable et donne des résultats acceptables.

Couplage des modes de vibrations axiales-torsionnelles

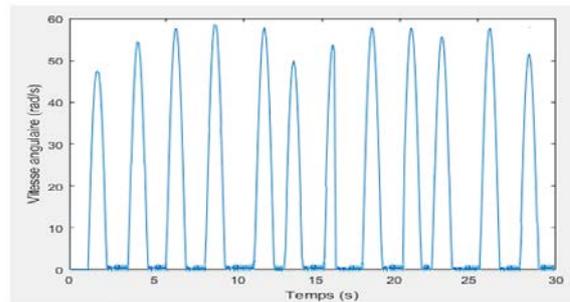


Figure 5.8 : Vitesse angulaire de l'outil de forage

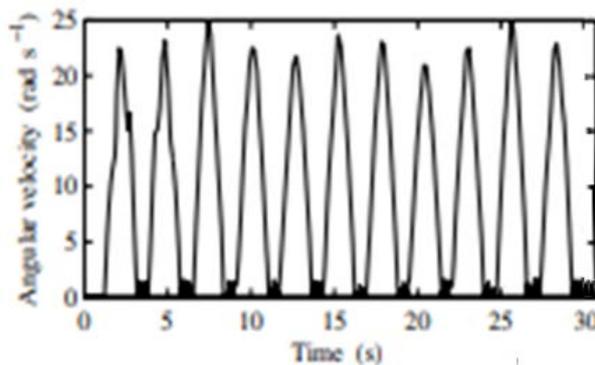


Figure 5.9 : Vitesse angulaire de l'outil de forage [39]

On remarque que pour le modèle non-couplé la vitesse angulaire de l'outil est périodique (figure 3.9). En revanche, la vitesse angulaire du système couplé n'est pas périodique et présente des fluctuations en amplitudes (figure 5.8). Cet aspect non-périodique de la vitesse est plus réaliste. Les résultats de notre calcul sont comparés avec les résultats de l'article [39] (figure 5.9), on remarque que les résultats sont proches en termes de non-périodicité avec une différence en amplitudes qui est due de différence entre les deux modèles (différence des données numérique en terme de vitesse de rotation en surface et le poids sur l'outil).

Ce modèle présente un avantage majeur qui réside dans le fait qu'il considère que le train de tiges est encastré en surface et libre au niveau de l'outil, ce qui permet le couplage entre les deux modes vibratoires et le transfert d'énergie au niveau de l'outil.

La mise en place de modèle couplé n'est pas une tâche facile compte tenu des non-linéarités surtout géométriques et de la complexité des phénomènes dynamiques de la BHA difficiles à dissocier. Le couplage rapproche le modèle de la réalité mais le découplage permet de mieux analyser et comprendre les phénomènes et leurs dépendances.

Conclusion générale

Conclusion générale

Le sujet rentre dans le cadre de la collaboration entre le laboratoire de génie mécanique et développement (LGMD) de l'Ecole Nationale Polytechnique et le centre de recherche et développement (CRD) de SONATRACH, qui sont les demandeurs de la présente étude.

Le travail de ce mémoire a répondu, en grande partie, aux objectifs attribués initialement.

Les objectifs de ce projet de fin d'étude est de modéliser le phénomène du Bit-Bounce, Whirl et Stick-Slip lors des opérations de forage afin de prédire le comportement de la garniture de forage. Cette étude permet de contrôler ces vibrations néfastes pour le système et minimiser les dégâts que ces vibrations peuvent engendrer.

Pour se faire des modèles mathématiques pour les cas axial, latéral et torsionnel ont été formulés et des algorithmes de calcul sous environnement MATLAB ont été développés. Ces derniers permettent à travers une analyse modale de la garniture de forage le calcul des fréquences propres ainsi que les déformées modales. Les résultats sont comparés et validés avec le logiciel commercial WellScan avec une erreur maximale qui ne dépasse pas les 6%.

Pour des raisons de simplification on a élaboré des modèles réduits en éléments finis pour le cas axial et torsionnel. Ces modèles permettent de réduire le nombre de degré de liberté des modèles complets. Ces modèles réduits reflètent au mieux la physique du problème et facilite l'étude dynamique et réduire le temps de calcul.

Dans l'étude dynamique axiale, les équations différentielles de 2^{ème} ordre du modèle dynamique sont établies. Les méthodes de superposition modale et de Newmark ont été utilisées pour la résolution de ces équations. La réponse dynamique axiale du système est calculée en considérant le poids appliqué sur l'outil de forage et la force du crochet. Les résultats du programme développé ont été comparés avec les résultats de la thèse intitulée «Real time torque and drag analysis during directional drilling » [14]. Les résultats sont semblables avec une différence en amplitudes en raison de différence entre les deux modèles.

Pour ce qui concerne la dynamique des vibrations de torsion le système a été discrétisé par la méthode des éléments finis pour aboutir à un système couplé d'équations de 2^{ème} ordre. Les méthodes de superposition modale et de Newmark ont été utilisées pour la résolution de ce dernier en utilisant le modèle réduit qu'on a élaboré et on a pu minimiser les fluctuations du modèle de l'année passé. On peut dire que le présent modèle prédit avec satisfaction le comportement de la garniture dans un puits de forage.

En termes de vibrations latérales, à la différence des vibrations axiales et de torsion qui peuvent concerner la totalité du train de tiges et atteindre la surface, les vibrations latérales se limitent uniquement à la partie basse du train de tiges donc un modèle de longueur effective a été développé. Il convient de signaler qu'un effort considérable a été déployé pour extraire de l'état de l'art ce modèle qui modélise de façon précise les vibrations latérales car elles sont de nature complexe et différente. Le modèle présenté, malgré son importance, permet d'étudier

Conclusion générale

uniquement les trous à géométrie rectiligne avec une structure de forage courte et des conditions aux limites imposées au niveau de l'outil et des stabilisateurs.

Et enfin on a exposé une étude initiative au couplage des deux modes de vibrations axial et torsionnel car dans un cas pratique les différents modes de vibration se produisent simultanément et agissent l'un sur l'autre. On a formulé un modèle mathématique qui permet de mettre en évidence l'effet combiné des vibrations axiales et des vibrations de torsion. Ce modèle permet par une analyse modale de calculer les fréquences propres et les déformés modales. Pour l'étude dynamique on a opté la méthode des éléments finis en discrétisant le système en tenant compte les excitations axiale et torsionnelle. Les vitesses axiales et angulaires sont qualitativement comparables avec celles de littérature [13],[39].

Perspectives

Les modèles dynamiques développés dans le cadre de ce mémoire ont été confrontés à des modèles de littératures et à des comparaisons et validations avec le logiciel Wellscan, les résultats sont satisfaisants et encourageants du moins sur le plan qualitatif. Cependant il reste certains axes d'amélioration :

- On recommande de réduire encore plus le nombre de degré de liberté et développer un modèle réduit dans le but d'optimiser le temps de calcul.
- Prendre en considération l'influence de fluide de forage c-à-d les force hydrodynamique dans la modélisation des vibrations axiales.
- Modéliser le phénomène de vibrations latérales ensuite coupler les trois modes de vibrations pour une meilleure prédiction du comportement de la garniture de forage car l'analyse de chaque mode de vibration séparément peut être intéressant pour comprendre les mécanismes de vibration mais ceci n'est pas une approche fiable quand il s'agit d'étudier un cas pratique sachant que les différents modes de vibration se produisent simultanément.
- On s'est limité à l'étude de la BHA (longueur effective), ceci reste justifié pour les vibrations latérales qui ne se propagent pas jusqu'à la surface. En revanche, les vibrations latérales vont être couplées avec les vibrations axiales et de torsion qui intéressent tout le système de forage. D'autre part, les trajectoires de forages actuelles s'étendent sur plusieurs kilomètres et présentent des géométries tridimensionnelles de plus en plus complexes. Compte tenu de ses observations, il serait intéressant de réfléchir à une démarche de couplage entre les différents modes de vibration en considérant toute la garniture de forage.
- Il faudrait introduire une loi de comportement de l'outil de forage et la coupler avec le modèle dynamique de la BHA. Ceci permettra de ne plus imposer des déplacements latéraux nuls au niveau de l'outil. Ce qui devrait permettre de mieux élucider le comportement directionnel de l'ensemble du système de forage.
- Les stabilisateurs méritent une étude plus détaillée pour déterminer les meilleures conditions aux limites pour les représenter dans le modèle. Dans ce travail, la structure du stabilisateur, comme la disposition de ses lames et leur nombre, n'a pas été considérée alors que c'est un point fondamental dans le comportement dynamique de la BHA.
- Pour le couplage des modes vibratoires y'a tellement de paramètre qui entrent en jeu qu'on n'a pas pu prendre tous les paramètres en considération donc on recommande de faire une étude détaillée et chercher un modèle plus précis en tenant compte tous les paramètres qui influent le comportement de la garniture sous l'effet de couplage.

Références

Références

- [1] **Amadou Ba.** « Contribution à la surveillance d'un processus de forage pétrolier. Physique [physics] » Arts et Métiers ParisTech, 2010. Français.
- [2] **Département Formation,** «Architecture d'un puits» Division Forage SONATRACH, 2013.
- [3] **Article,** "An Analytical Study of Drill String Vibration" ASME Journal of Engineering for Industry, 1960, pp.226-230.
- [4] **S. M. Bashmal,** «Finite Element Analysis of Stick-Slip vibrations in Drillstrings,» King Fahd University of Petroleum and Minerals, Dhahran, KSA, 2005.
- [5] **Jansen J.** «Nonlinear Dynamics of Oilwell Drillstrings» Delft University Press, 1993.
- [6] **BELGHITAR Elhafed,** « Analyse des phénomènes de vibration sur la garniture de forage en phase 16 » MEMOIRE Pour obtenir le Diplôme de Master Département de forage et mécanique chantier pétrolier.
- [7] **SUNIT K. GUPTA** «MODELLING SELF-INTERRUPTION IN DRILL-STRING DYNAMICS » Mechanical Engineering, Indian Institute Of Technology Kanpur, India.
- [8] **Jasem M. Kamel,** «Modeling and analysis of stick-slip and bit bounce in oil well drillstrings equipped with drag bits » 2014.
- [9] **Ulf Jakob F. Aarsnes,** «Axial and torsional self-excited vibrations of a distributed drill-string ».
- [10] **Luciano P.P. de Moraes,** «Drill-string vibration analysis considering an axial-torsional-lateral nonsmooth model ».
- [11] **Bart Besselink, Thijs Vromen,** «Analysis and Control of Stick-Slip Oscillations in Drilling Systems ».
- [12] **A.Alipour et F.Zareian,** «Study rayleigh damping in structures; unceratinties and treatments» *The 14th World Conference on Earthquake Engineering*, 2008.
- [13] **Michael J. Grimble,** «Analysis and control of oilwell drilling vibrations Advances in Industrial Control ».
- [14] **Mohammad Fzaaelizadeh,** «Real Time Torque and Drag Analysis during Directional Drilling » UNIVERSITY OF CALGARY 2013.
- [15] **Spanos P. [et al.],** «Oil Well Drilling: A Vibrations Perspective, The Shock and Vibration Digest» 2003.
- [16] **Dahl T. et Schmalhorst B. A,** «New Bottomhole Assembly Analysis Program for the

Références

Prediction of the Borehole Path Based on a Sophisticated Static Algorithm» Society of Petroleum Engineers, 1991.

[17] **Aldred W. et Sheppard M.** «Drillstring Vibrations: A new generation Mechanism and Control Strategies» Society of Petroleum Engineers, 1992.

[18] **Dykstra M. [et al.]**, «Drillstring Component Mass Imbalance: A Major Source of Downhole Vibrations» Society of Petroleum Engineers, 1996.

[19] **Dykstra M.** «Nonlinear Drill String Dynamics» University of Tulsa, 1996.

[20] **Dykstra M. [et al.]**, «Improving Drilling Performance by Applying Advanced Dynamics Models» Society of Petroleum Engineers, 2001.

[21] **Payne M.** «Drilling Bottomhole Assembly Dynamics » Rice University, 1992.

[22] **Stone C., Carne T. et Caskey B.** «Qualification of a Computer Program for Drill String Dynamics » Sandia National Laboratories, 1984.

[23] **Jogi P., Macpherson J. et Neubert M.** «Field Verification of Model-Derived Natural Frequencies of a Drill String » Journal of Energy Resources Technology, 2002.

[24] **Dhaker EZZEDDINE**, «Modélisation dynamique d'un train de tiges de forage pétrolier : application aux vibrations latérales » Doctorat ParisTech 2013 thèse pour obtenir le grade de docteur délivré par L'Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris.

[25] **Schlumberger**, «Drilling Tools: Quick Reference Guide » 2007.

[26] **Ngoc Ha Dao.** «Modélisation de la fatigue des systèmes de forage de puits à trajectoire complexe » Sciences de la Terre. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2014. Français.

[27] **Lena Kyrvestad Larsen**, «Master of science in petroleum engineering » 2014.

[28] **Zakariae EL MARZOUKI**, «Etude du comportement dynamique des trains de tiges de forage pétrolier » Option Sol et Sous-sol, 2008.

[29] **Lingyun lei**, « Downhole weight on bit prediction with analytical model and finite element method» UNIVERSITY OF CALGAGY 2014

[30] **A. K. Chopra**, Dynamics of Structures Theory and Applications to Earthquake Engineering » Prentice Hall; International edition, 2006.

[31] **A. T. Bourgoyne, M. E. Chenevert et K. K. M. a. F. S. Young**, «Applied Drilling » 1986.

[32] **A. Belaid**, «Modélisation tridimensionnelle du comportement mécanique de la garniture de forage dans les puits à trajectoire complexes : application à la prédiction des frottements garniture-puits» Ecole Nationale Supérieur des Mines, Paris, 2011.

Références

- [33] **Saldivar, B. , Mondie, S., Loiseau, J. J. et Rasvan, V.**, «Stick-slip Oscillations in Oil well Drillstrings,» *The 18th IFAC World Congress*, 2011.
- [34] **C. A. Johancsik, F. D. B. et D. Rapier**, «Torque and Drag in Directional Wells - Prediction and Measurements,» *Journal of Petroleum Technology*, pp. 987-992, June 1984.
- [35] **HERVÉ OUDIN** « Méthode des éléments finis ».
- [36] **Xianbo Liu**, «Coupled axial-torsional dynamics in rotary drilling with state-dependent delay: stability and control » 2014.
- [37] **Besaisow A. et Payne M. A.**, «Study of Excitation Mechanisms and Resonances Inducing Bottomhole-Assembly Vibrations» Society of Petroleum Engineers, 1988.
- [38] **A. K. Chopra**, «Dynamics of Structures Theory and Applications to Earthquake Engineering» Prentice Hall; International edition, 2006.
- [39] **BELEM SALDIVAR**, «THE CONTROL OF DRILLING VIBRATIONS: A COUPLED PDE–ODE MODELING APPROACH» *Int. J. Appl. Math. Comput. Sci.*, 2016