

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique

Département 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

Modélisation des vibrations de torsion dans les garnitures de forage

Mohamed El Amine KOURTA

Okba SAFSAF

Sous la direction de M. Saïd RECHAK Professeur

et M. Abdelouaheb BOUGHELOUM Cadre ingénieur

Présenté et soutenu publiquement le 24/06/2018

Composition du Jury :

Président	M. Arezki SMAILI	Professeur	ENP
Promoteurs	M. Saïd RECHAK	Professeur	ENP
	M. Abdelouaheb BOUGHELOUM	Cadre ingénieur	SONATRACH-DF
Examineurs	M. Ali AMMICHE	M. A. A.	ENP
	M. Mohamed LATRECHE	M. A. A.	ENP
Invités	M. Mohamed KHOUDJA	Docteur	SONATRACH-CRD
	M. Boualem ARAB	Directeur	ENSP-ALDIM

ENP 2018

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



Ecole Nationale Polytechnique
Département 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

Modélisation des vibrations de torsion dans les garnitures de forage

Mohamed El Amine KOURTA

Okba SAFSAF

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

Présenté et soutenu publiquement le 24/06/2018

Composition du Jury :

Président	M. Arezki SMAILI	Professeur	ENP
Promoteurs	M. Saïd RECHAK	Professeur	ENP
	M. Abdelouaheb BOUGHELOUM	Cadre ingénieur	SONATRACH-DF
Examineurs	M. Ali AMMICHE	M. A. A.	ENP
	M. Mohamed LATRECHE	M. A. A.	ENP
Invités	M. Mohamed KHOUDJA	Docteur	SONATRACH-CRD
	M. Boualem ARAB	Directeur	ENSP-ALDIM

DEDICACE

Nous dédions également ce travail à :

- Nos mères.
- Nos pères.
- Nos frères et sœurs.
- Nos amis.

REMERCIEMENTS

En premier lieu, nous tenons à remercier ALLAH, qui nous a donné la force et le courage pour réaliser ce travail. Nous tenons à remercier également nos promoteurs Professeur : Saïd RECHAK ainsi que Monsieur : Abdelouaheb BOUGHELOUM pour leurs conseils et orientations. Nous les remercions vivement pour leurs remarques et pour le temps qu'ils nous ont accordé le long de ce projet malgré leurs occupations. Nous tenons aussi à remercier les membres de jury Professeur Arezki SMAILI, Monsieur Ali AMMICHE et Monsieur Mohamed LATRECHE d'avoir accepté d'examiner ce travail.

Nous adressons aussi nos sincères remerciements à l'ensemble des enseignants de l'école nationale polytechnique qui ont contribué à notre formation.

Nous aimerons bien exprimer notre plus profonde gratitude à tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à l'élaboration de ce travail, leur aide, fort appréciable, a été enrichissante et déterminante lors de toutes les étapes du travail.

Enfin, tous nos remerciements vont à nos familles et à tous nos camarades de classe pour leurs aides et soutien moral.

ملخص: أثناء عمليات التنقيب عن النفط، تحدث اهتزازات عنيفة وغير مرغوب فيها في محور الحفر تؤدي إلى إجهاد الأنابيب وانكسار المحور بأكمله. وتنقسم هذه الاهتزازات إلى ثلاثة أنواع: الاهتزازات المحورية، الاهتزازات الجانبية، والاهتزازات اللولبية (Stick-Slip) التي تشكل موضوع المشروع الحالي لنهاية الدراسة. وهذا المشروع هو نتاج التعاون بين المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات بالجزائر دائرة الهندسة الميكانيكية "ENP" و مركز البحث والتطوير التابع لسوناطراك "SONATRACH". يتكون العمل من نمذجة الاهتزازات اللولبية في محور الحفر باستخدام طريقة العناصر المحدودة لمحاكاة سلوك المحور داخل البئر. وللقيام بذلك، قمنا بتطوير برنامج في بيئة "MATLAB". حيث تم استخدام حساب الترددات الطبيعية للقيام بتحقيق أولي من صحة النتائج المتحصل عليها من البرنامج، والتي هي في اتفاق جيد مع تلك التي حصلنا عليها من قبل البرنامج التجاري "WellScan" مع خطأ أقصى لا يتجاوز 3%. يمكن للتحليل الديناميكي أن يتنبأ بالدوران، سرعة الدوران، والتسارع على طول محور الحفر، بالإضافة إلى عزم الدوران على الأداة لفترة معينة من الزمن. إن نتائج محاكاة السلوك الديناميكي المتحصل عليها من البرنامج المطور مماثلة لتلك التي تم الحصول عليها تجريبياً باستخدام البرنامج التجاري "WellScan".

الكلمات الدالة: محور الحفر، الإهتزازات اللولبية، عزم الدوران على أداة الحفر، طريقة العناصر المنتهية، الترددات الطبيعية، التحليل الديناميكي.

ABSTRACT: During the oil drilling operations, violent and undesirable vibrations occur in the drill string and can cause fatigue and even the rupture of the drill string. They are of three types: axial vibrations, lateral vibrations and torsional vibrations (Stick-Slip), which is the subject of the present graduation project. This project is the result of the collaboration between ENP (Laboratory of mechanical engineering and development) - SONATRACH (Research and Development Center).

The work consists of modeling the torsional vibrations in the drill string using the finite element method to simulate the behavior of the drill string in the well. In order to do this, a calculation code was developed under *Matlab* environment. A first validation by the calculation of the eigenfrequencies shows that the results obtained by this code are in good agreement with those obtained by commercial software *WellScan* with a maximum relative error of 3%. Dynamic analysis can predict rotations, rotational speeds, and accelerations of the tool joints along the drill string as well as the torque on bit during laps of time. The simulation results of the dynamic behavior of the drill string obtained by the code are comparable to those obtained experimentally and by the commercial software *WellScan*.

Key words: Drill string, torsional vibrations, torque on bit, finite element method, eigenfrequencies, dynamic analysis.

Résumé : Lors des opérations de forage pétrolier, de violentes et indésirables vibrations se produisent dans la garniture de forage et conduisent à une fatigue des tiges et provoquent la rupture de la garniture. Elles sont de trois types : vibrations axiales, vibrations latérales et les vibrations de torsion (Stick-Slip), objet du présent projet de fin d'études. Ledit projet est le fruit de la collaboration ENP (Laboratoire de Génie Mécanique et Développement) - SONATRACH (Centre de Recherche et Développement)

Le travail effectué consiste à modéliser les vibrations de torsion dans les garnitures de forage en utilisant la méthode des éléments finis afin de simuler le comportement de la garniture au cœur du puits. Pour ce faire, un code de calcul sous environnement *Matlab* a été élaboré par nos soins. Une première validation par le calcul des fréquences propres 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 3%. L'analyse dynamique permet de prédire les rotations, les vitesses de rotation et les accélérations des jonctions des tiges le long de la garniture ainsi que le couple sur l'outil pendant un laps de temps. Les résultats de simulation du comportement dynamique de la garniture de forage obtenus par le code sont comparables à ceux obtenus expérimentalement et par le logiciel commercial *WellScan*.

Mots clés : Garniture de forage, vibrations de torsion, couple sur l'outil, méthode des éléments finis, fréquences propres, analyse dynamique.

TABLE DES MATIERES

Table des matières	
Liste des tableaux	
Liste des figures	
Liste d'abréviations	
Nomenclature	
Liste des indices	
Introduction.....	16
1 Généralités sur le forage.....	19
1.1 Système de forage.....	19
1.1.1 La garniture de forage.....	20
1.1.2 Système Top Drive.....	25
1.2 Les puits du pétrole.....	27
1.2.1 L'architecture des puits.....	27
1.2.2 Les types des puits.....	29
1.3 Conclusion.....	31
2 Vibrations de la garniture de forage.....	32
2.1 Les types de vibrations.....	33
2.1.1 Vibrations latérales.....	33
2.1.2 Vibrations longitudinales.....	34
2.1.3 Vibrations torsionnelles.....	34
2.2 Phénomène du Stick-Slip.....	35
2.2.1 Frottement sec.....	35
2.2.2 Frottement sec et stick-slip.....	37
2.2.3 Les vibrations torsionnelles (Stick-Slip) dans la garniture de forage.....	38
2.2.4 Les effets du stick-slip.....	40
2.2.5 Surveillance du stick slip.....	41
2.2.6 Mitigation du stick slip.....	42

2.3	Conclusion	43
3	Modélisation dynamique	44
3.1	Equation de mouvement	45
3.1.1	Un degré de liberté (SDOF)	45
3.1.2	Plusieurs degrés de liberté	45
3.2	Modélisation de la garniture de forage	46
3.2.1	Différents modèles de la garniture	46
3.2.2	Discrétisation par éléments finis	52
3.2.1	Amortissement de Rayleigh	56
3.3	Modélisation des interactions	58
3.3.1	Interactions outil-roche.....	58
3.3.2	Interactions tiges-roche	60
3.3.3	Interactions visqueuses.....	62
3.4	Conclusion	63
4	Analyse modale.....	64
4.1	Assemblage de la garniture de forage.....	65
4.2	Fréquences propres et modes propres	67
4.3	Outil de calcul.....	68
4.4	Résultats et discussion	69
4.4.1	Les fréquences propres	69
4.4.2	Les déformées modales	73
4.5	Conclusion	76
5	Analyse dynamique.....	77
5.1	Interactions de la garniture-puit par le modèle « Soft »	78
5.1.1	Calcul du couple résistant.....	79
5.1.2	Calcul de la trajectoire.....	83
5.2	Résolution dynamique	84
5.2.1	Méthode de résolution	84
5.2.2	Système dynamique.....	87
5.3	Résultats et discussion	88

5.3.1	Cas d'étude	88
5.3.2	Cas réel	92
5.3.3	Etude paramétriques	95
5.4	Conclusion	103
	Conclusion et recommandations	104
	Bibliographie.....	106
	Appendix A : Guide d'utilisation de l'interface modale.....	108
	Appendix B : Logiciel de validation WellScan	114

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 4-1 Caractéristiques de la garniture de forage pour le cas d'étude	70
Tableau 4-2 Comparaison des fréquences propres obtenues et ceux calculées par WellScan dans le cas d'étude	70
Tableau 4-3 Caractéristiques de la garniture de forage pour le cas réel	72
Tableau 4-4 Comparaison des fréquences propres obtenues et ceux calculées par WellScan dans le cas réel	72
Tableau 5-1 Récapitulatif d'une trajectoire	83
Tableau 5-2 Les coefficients des méthodes numériques.....	86

LISTE DES FIGURES

Figure 1-1 Schéma d'une plateforme pétrolière onshore	20
Figure 1-2 Schéma des tiges de forage	22
Figure 1-3 Schéma des masses-tiges.....	23
Figure 1-4 Schéma des stabilisateurs	24
Figure 1-5 Outil PDC	25
Figure 1-6 Outil à mollettes	25
Figure 1-7 Système Top Drive	26
Figure 1-8 Etapes de forage d'un puits	28
Figure 1-9 Schéma des puits	30
Figure 2-1 Les trois types de vibration des tiges de forage	33
Figure 2-2 Vibration latérale de la garniture de forage (Bit whirl).....	34
Figure 2-3 Vibration axiale (Bit bounce).....	34
Figure 2-4 Vibration torsionnelle (Stick-Slip).....	35
Figure 2-5 Modèle masse-ressort.....	36
Figure 2-6 Réponse du model masse ressort.....	37
Figure 2-7 Lois de friction en fonction de la vitesse de glissement.....	38
Figure 2-8 Forces auxquelles sont soumis les PDC des outils.....	39
Figure 2-9 Comparaison entre la vitesse de rotation au niveau de la surface et au fond du puits durant les oscillations de stick-slip	40
Figure 2-10 Fluctuation de la vitesse de rotation de l'outil durant le stick-slip.....	41
Figure 3-1 Pendule de torsion à un seul degré de liberté	45
Figure 3-2 Modèle à paramètres localisés.....	47
Figure 3-3 Modèle d'une barre flexible.....	48
Figure 3-4 Élément infinitésimale sous tension	49
Figure 3-5 Discrétisation de la garniture et représentation élémentaire de la tige de forage	53
Figure 3-6 Courbe de Stribeck	61
Figure 4-1 Les composants élémentaires de la garniture de forage	65
Figure 4-2 Conditions aux limites de la garniture de forage.....	67

Figure 4-3 Application des conditions aux limites	68
Figure 4-4 L'interface graphique de l'analyse modale	69
Figure 4-5 L'erreur relative des fréquences propres entre les résultats obtenus et ceux calculées par le logiciel WellScan pour le cas d'étude	71
Figure 4-6 L'erreur relative des fréquences propres entre les résultats obtenus et ceux calculées par le logiciel WellScan dans le cas réel	73
Figure 4-7 Les cinq premières déformées modales du cas d'étude	74
Figure 4-8 Comparaison des déformées modales obtenues et celles du logiciel WellScan du cas d'étude	75
Figure 4-9 Les cinq premières déformées modales du cas réel	75
Figure 4-10 Comparaison des déformées modales obtenues et ceux du logiciel WellScan du cas réel	76
Figure 5-1 Modèle Soft et modèle Stiff	78
Figure 5-2 Tronçon de la garniture soumis aux actions extérieures	79
Figure 5-3 Comparaison entre la présente trajectoire et celle obtenue par WellScan	84
Figure 5-4 Diagramme du programme de calcul	88
Figure 5-5 Simulation des rotations (a) des vitesses à l'outil et à la surface (b) ainsi que le torque sur l'outil (c) pour le cas d'étude	89
Figure 5-6 Comparaison du présent modèle et celui de WellScan pour la rotation (a), la vitesse de l'outil (b) et le torque sur l'outil (c) pour le cas d'étude	91
Figure 5-7 Vitesse de rotation de l'outil des deux modèles	92
Figure 5-8 Enregistrement réel de la vitesse de rotation de l'outil	93
Figure 5-9 Comparaison de la vitesse de rotation des deux modèles à l'expérimentale....	93
Figure 5-10 Simulation de la vitesse tout au long de la tige	94
Figure 5-11 Régime transitoire	96
Figure 5-12 Vitesse à la surface 30RPM.....	96
Figure 5-13 Vitesse à la surface 70RPM.....	97
Figure 5-14 Vitesse à la surface 110RPM.....	98
Figure 5-15 Variation de la vitesse de rotation à la surface	98
Figure 5-16 Régime transitoire	99
Figure 5-17 Poids sur l'outil 20tonnes.....	100

Figure 5-18 Poids sur l'outil 15tonnes.....	100
Figure 5-19 Poids sur l'outil 10tonnes.....	101
Figure 5-20 Poids sur l'outil 5tonnes.....	101
Figure 5-21 Variation du poids sur l'outil	102

LISTE D'ABREVIATIONS

BF	Buoancy 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)
LGMD	Laboratoire génie mécanique et développement
MDOF	Multiple degrees of Freedom (Multiples degrés de liberté)
MEF	Méthode des éléments finis
PDC	Polycrystalline Diamond Compact
PSI	Pound Square Inch
RPM	Round Per Minute (Tours par minute)
SDOF	Single Degree of Freedom (Un degré de liberté)
TOB	Torque on bit (Couple sur l'outil)
WOB	Weight on bit (Poids sur l'outil)

NOMENCLATURE

ϵ	Déformation	
Ω	Vitesse de rotation à la surface	<i>Rad/s</i>
ω	Fréquence propre	<i>Rad/s</i>
ψ	Fonctions de forme	
ρ	Masse linéaire	<i>kg/m³</i>
σ	Contrainte appliquée	<i>Pa</i>
θ, ϕ	Rotation	<i>trs</i>
$\dot{\theta}, \dot{\phi}$	Vitesse de rotation	<i>Rad/s</i>
$\ddot{\theta}, \ddot{\phi}$	Accélération	<i>Rad/s²</i>
ξ	Facteur d'amortissement	
a	Proportion de longueur	
Azi	Azimut	<i>degré°</i>
C	Matrice d'amortissement	
c	Coefficient d'amortissement	<i>N m s/Rad</i>
d	Amortissement locale	<i>N m s/Rad</i>
D	Intervalle de vitesse autours de zéro	
E	Module de Young	<i>Pa</i>
E_p	Énergie potentielle	<i>J</i>
F	Force	<i>N</i>
f	Facteur de friction	
G	Module de cisaillement	<i>Pa</i>
I	Moment d'inertie	<i>kg m</i>
ID	Diamètre intérieur	<i>in</i>
Inc	Inclinaison	<i>degré°</i>
J	Moment quadratique	<i>mm⁴</i>
K	Matrice de rigidité	
k	Coefficient de rigidité	<i>kg/s²</i>
l	Longueur d'élément	<i>m</i>

L	Longueur de toute la garniture	<i>m</i>
M	Matrice de masse	
m	Coefficient de masse	<i>kg</i>
MD	Measured Depth (Profondeur mesurée)	<i>m</i>
OD	Diamètre extérieur	<i>in</i>
P	Pression	<i>Pa</i>
q	Coordonnées généralisées	
Re	Nombre de Reynolds	
T	Vecteur forces	
t	Temps	<i>s</i>
u	Signal du Top Drive	<i>V</i>
V	Vitesse	<i>rad/s</i>

LISTE DES INDICES

N	Nombre de degrés de liberté
b	Outil
c	Casing (Tubage)
cb	Dynamique de l'outil
cr	Critique
e	Élémentaire
i	Nœud considéré
oh	Open Hole (Trous de puits)
p	Pipe
s	Stribeck
sb	Statique de l'outil
td	Top Drive
tj	Tool Joint
w	Wall (Parois)

Introduction

Le thème du projet intitulé “Modélisation des vibrations de torsion dans les garnitures 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.

Le forage est la clé de toute prospection pétrolière. Cette étape représente le principal et l’essentiel du coût total d’une installation (environ les 2/3). Ce coût dépend bien entendu de la localisation et de la profondeur du terrain. Dans le but de minimiser ce cout, il est crucial de souligner que la réduction du temps de forage ainsi que la préservation des équipements sont les objectifs de toutes interventions.

Durant l’opération de forage pétrolier, la garniture de forage évolue dans un milieu invisible et imprédictible, le foreur peut se retrouver dans une situation complexe où les dynamiques générées par le processus et celle de la roche sont couplées et les phénomènes physiques mal maîtrisées. Cette situation amène l’opérateur à ajuster les variables de forage afin de parvenir aux rendements escomptés.

Le train de forage peut subir divers types de vibrations qui pénalisent l’avancement axial qui représente la performance instantanée du système. On distingue en général ces vibrations selon leur directions, l’excès de ces vibrations mène à des phénomènes de : Bit-Bounce (Vibrations axiales), Stick-Slip (Vibrations torsionnelles), Whirl (Vibrations latérales). 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.

Le stick-slip, ou phénomène du ‘collé-glissé’ 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.

Ce projet, considéré comme pionnier de la collaboration ENP-SONATRACH, va ouvrir la voie à d’autres projets et ce dans un but de renforcer les relations entre l’ENP et SONATRACH. Ceci, bénéfique aux deux parties, va permettre à l’ENP de se rapprocher encore plus de l’industrie, et mettre à disposition ses compétences à prendre en charge leurs problèmes. D’autre part, SONATRACH va pouvoir mener ses projets de recherche et développement en se basant sur les expertises de l’école nationale polytechnique.

Ledit projet va permettre la compréhension d’autres phénomènes liés aux vibrations de la garniture, ce qui va initier par la suite la continuité des travaux sur l’élaboration d’un simulateur globale qui peut approcher le comportement de la garniture réel.

Le travail effectué dans le cadre de ce mémoire consiste en l'étude de l'analyse modale qui va permettre le calcul des fréquences propres ainsi que les déformées modales. Le travail comporte aussi l'étude dynamique des vibrations de torsion sur une garniture de forage dans le but de prédire le comportement dynamique de cette dernière. Pour se faire un code *Matlab* a été élaboré en plus d'une interface facilitant le calcul de l'étude modale.

Les résultats de l'étude modales 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 3%.

Pour l'étude dynamique, on a pu obtenir des résultats comparables à ceux enregistrés expérimentalement et à ceux issus du logiciel développé par la firme *DrillScan*. Ces résultats nous ont donné le réconfort que le modèle établi est valide. Le présent algorithme peut être complété en incluant d'autres effets vibratoires.

Ce mémoire est constitué de cinq chapitres, le premier fait le point des généralités de forage et définit tous les mots techniques afin de mettre le lecteur dans le confort dans la lecture du mémoire. Le deuxième chapitre met le point sur les différents types de vibrations que peut avoir la garniture de forage lors des opérations. Ce chapitre met aussi en valeur le phénomène de Stick-Slip en expliquant ces causes et les étapes à suivre afin de l'éviter ou essayer de limiter ces dégâts.

Le troisième chapitre cite les modèles à adopter pour la modélisation de la garniture. Il donne aussi les modèles des interactions de la garniture avec les parois du puits qui constituent les forces extérieures agissant sur le système. Ce chapitre incorpore aussi la discrétisation par la méthode des éléments finis.

Le chapitre quatre présente les résultats des études modales qu'on a obtenu pour deux cas, une garniture théorique qu'on a adopté pour élaborer et valider les calculs, et une autre qui a été utilisée lors d'une opération de forage. Le dernier chapitre expose la méthode numérique qu'on a utilisé pour la résolution dynamique ainsi que les résultats des simulations numériques pour les deux cas d'étude hypothétique et réel.

Le présent mémoire clôture avec une conclusion et des recommandations.

Chapitre 1

Généralités sur le forage

Le forage de puits consiste à percer ou creuser un trou dans le sol afin d'atteindre et extraire des ressources enterrées dans le sol tel que l'eau souterraine, le gaz naturel ou le pétrole. Le forage pétrolier est l'ensemble des opérations permettant d'atteindre les roches poreuses et perméables du sous-sol, susceptibles de contenir des hydrocarbures liquides ou gazeux.

L'implantation d'un forage pétrolier est décidée à la suite des études géologiques et géophysiques effectuées sur un bassin sédimentaire. Ces études permettent de se faire une idée de la constitution du sous-sol et des possibilités de gisements, mais elles ne peuvent préciser ou non la présence d'hydrocarbures. Seuls les forages pourront confirmer les hypothèses faites et mettre en évidence la nature des fluides contenus dans les roches.

Le forage permet donc de savoir si les prospects (gisement des hydrocarbures) contiennent du pétrole ou du gaz. Ces prospects peuvent être enfouis à des profondeurs très variables - généralement une profondeur comprise entre 2000 et 4000 mètres. Exceptionnellement,

certaines dépassent les 6000 mètres. Pour les atteindre, on creuse par étapes un trou de diamètre décroissant avec la profondeur.

1.1 Système de forage

Afin d'accéder directement à la poche contenant les hydrocarbures, les foreurs vont devoir réaliser un puits. L'opération de forage d'un puits de pétrole nécessite d'installer un derrick qui est une tour métallique de 30m de haut en moyenne, servant à introduire verticalement les tiges de forage.

Les plates-formes de forage comprennent généralement au moins certains des éléments suivants :

- L'obturateur de puits (Blow Out Preventer en anglais) : cet équipement est associé à un appareil de forage et dépend dans une certaine mesure du type de plate-forme, il est installé à la tête du puits pour empêcher les fluides et les gaz de s'échapper involontairement lors du forage.
- Contrôle des solides : il sert à préparer la boue de forage pour l'installation de forage.
- Clé de forage : clé avec une section de chaîne, qui entoure tout ce qui est serré ou desserré. Semblable à une clé à pipe.
- Treuil de forage : est la section mécanique qui contient la bobine, dont la fonction principale est d'enrouler les câbles pour élever ou abaisser le bloc de déplacement.
- Pompe à boue : une pompe utilisée pour faire circuler le fluide de forage à travers la garniture de forage dans le puits.
- Les réservoirs de boue (mud tanks en anglais) : ils fournissent un stock de réserve de fluide de forage jusqu'à ce qu'il soit injecté dans le puits.
- Table rotative : elle fait tourner la tige de forage avec les outils attachés. Remplacée par le Top Drive ces dernières années.
- Tamis vibrants : ils séparent les déblais de forage du fluide de forage pour qu'il puisse être pompé dans le puits encore une fois.

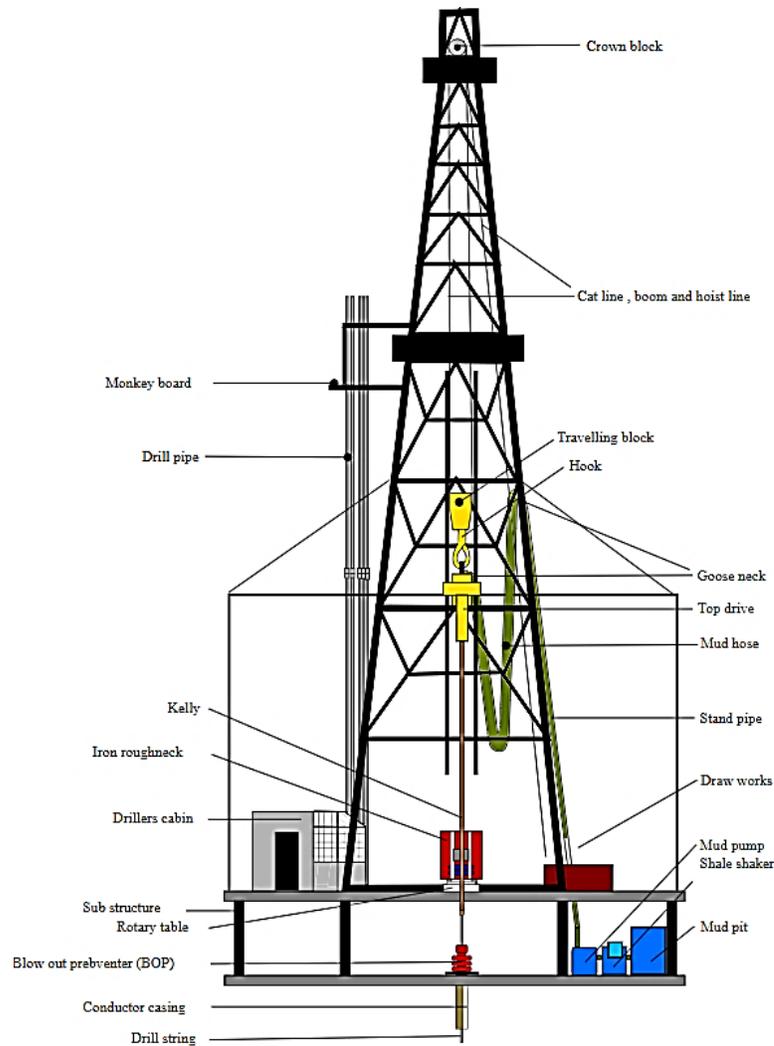


Figure 1-1 Schéma d'une plateforme pétrolière onshore

1.1.1 La garniture de forage [1]

À l'extrémité de la première tige de forage se trouve l'outil (bit en anglais), qui joue le rôle d'une énorme perceuse. L'outil broie la formation en appuyant sur la roche (broyage par poinçonnement) et en tournant à grande vitesse (broyage par rotation). Pour les roches très dures, les dents de l'outil ne sont pas assez solides, on le remplace alors par d'autres outils de forage de différentes formes et constitués de différents matériaux. Un outil monobloc incrusté de diamants (Polycrystalline Diamond Compact) est par exemple utilisé pour forer les roches les plus résistantes. Au fur et à mesure que l'on s'enfonce dans le sous-sol, on ajoute de nouvelles tiges de forage en les vissant aux précédentes. Leur ensemble constitue le train ou garniture de forage.

La garniture de forage a donc pour but l'entraînement de l'outil en transmettant la rotation issue du top drive, qu'on verra prochainement. La garniture permet aussi d'appliquer une force,

son poids, sur l'outil afin qu'il puisse détruire la roche et creuser le puits. Elle assure la circulation du fluide de forage pour remonter à la surface les morceaux de roches détruits par l'outil.

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).
- Les masses-tiges (Drill Collars) formant l'assemblage de fond (Bottom Hole Assembly).
- Les stabilisateurs incorporés entre les masses-tiges.

D'autres éléments ayant des rôles très spécifiques (équipements de mesure, coulisse, absorbeur de chocs, etc..) sont incorporés suivant les besoins.

Il faut noter que la composition de la garniture sera différente dans les puits verticaux et les puits fortement déviés, qu'on verra prochainement.

1.1.1.1 Les 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, a remplacé l'épaulement à 90 degrés utilisé autrefois. Ce profil permet en particulier de descendre une garniture à travers le BOP sans l'endommager.

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.

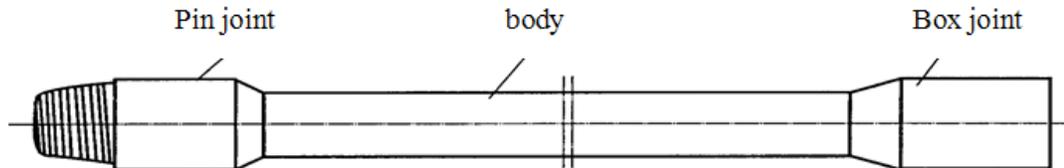


Figure 1-2 Schéma des tiges de forage

1.1.1.2 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.

1.1.1.3 Les masses-tiges (Drill Collars) :

Des composants de la garniture de forage qui fournissent du poids sur l'outil. Les masses-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).

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 1-3 Schéma des masses-tiges

1.1.1.4 Les stabilisateurs

Ils sont incorporés au niveau des masses-tiges afin de garder et contrôler la trajectoire de l'outil, qu'elle soit verticale ou inclinée. Leurs formes et construction sont multiples en fonction des terrains, de leur abrasivité, des appuis plus ou moins longs que l'on désire. Suivant la trajectoire désirée, les stabilisateurs seront placés en différents points de l'assemblage de fond. Leur diamètre est également un facteur important dans le contrôle de la trajectoire.

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 interchangeables.
- Stabilisateur à chemises non rotatives.

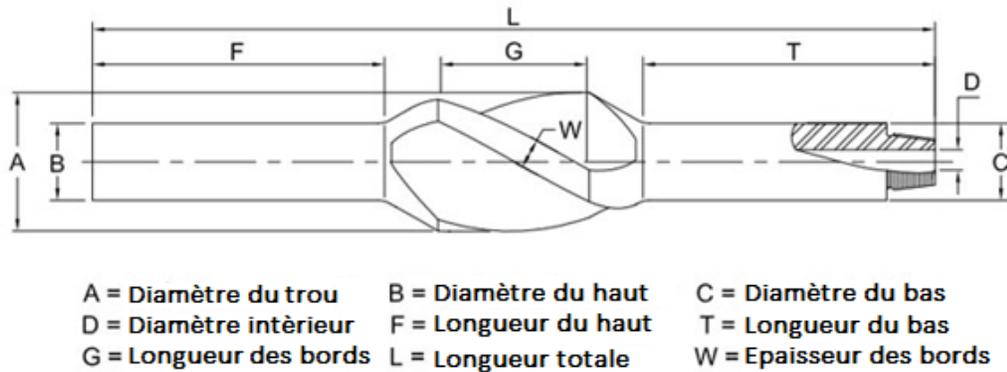


Figure 1-4 Schéma des stabilisateurs

1.1.1.5 L'outil de forage

L'outil de forage est la pièce la moins volumineuse mais la plus importante pour réaliser un puits de forage. C'est le premier élément à s'attaquer aux terrains. Le choix d'un outil de forage dépend essentiellement de la nature des terrains à traverser. Il existe deux catégories des outils :

- **Les outils à molettes :** Les outils tricônes sont constitués de trois cônes tournant de façon indépendante et montés sur trois bras réunis entre eux par soudure constituant le corps de l'outil. Plusieurs types de roulements sont utilisés (rouleau avec ou sans étanchéité, palier de friction, système de lubrification, etc.). Ces outils travaillent principalement en compression.
- **Les outils à éléments de coupe fixes :** Ils ne possèdent pas de pièces tournantes, ce sont les outils monobloc. Des diamants naturels et de synthèse sont utilisés pour leur fabrication. Les outils à diamants naturels travaillent à la façon d'une lime tandis que les outils à diamants synthétiques travaillent à la façon d'un rabot.
- **Les outils PDC (Polycristalline Diamond Compact) :** En 1971, General Electric a réussi à faire la synthèse du diamant en laboratoire à partir d'un mélange de graphite, de nickel et de cobalt soumis à des conditions de pression et de température très élevées (100 000 bar et 1 500 °C). La fine couche de diamant, grâce à la présence de cobalt, peut être fixée sur un support en carbure de tungstène.



Figure 1-5 Outil PDC



Figure 1-6 Outil à mollettes

1.1.1.6 L'assemblage de fond (BHA)

L'assemblage de fond (Bottom Hole Assembly en anglais) est un composant d'une plateforme de forage. C'est la partie la plus basse de la garniture de forage, s'étendant de l'outil aux tiges de forage. L'assemblage comprend les masses-tiges, des sous-calibres tels que des stabilisateurs, des alésoirs, des amortisseurs, des ouvre-trous, ainsi que l'outil.

Le choix de l'assemblage de fond se fera en fonction du diamètre du puits, du poids à appliquer sur l'outil et de la trajectoire. Il faut veiller à utiliser des assemblages de fond aussi courts que possible afin de réduire le couple, la friction, les pertes de charge annulaires et les risques de rupture liés au travail de cette partie de la garniture en compression. Une transition doit être aménagée entre les tiges et l'assemblage de fond afin de minimiser les risques d'endommagements par fatigue.

1.1.1.7 Les fluides de forage

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.

1.1.2 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.

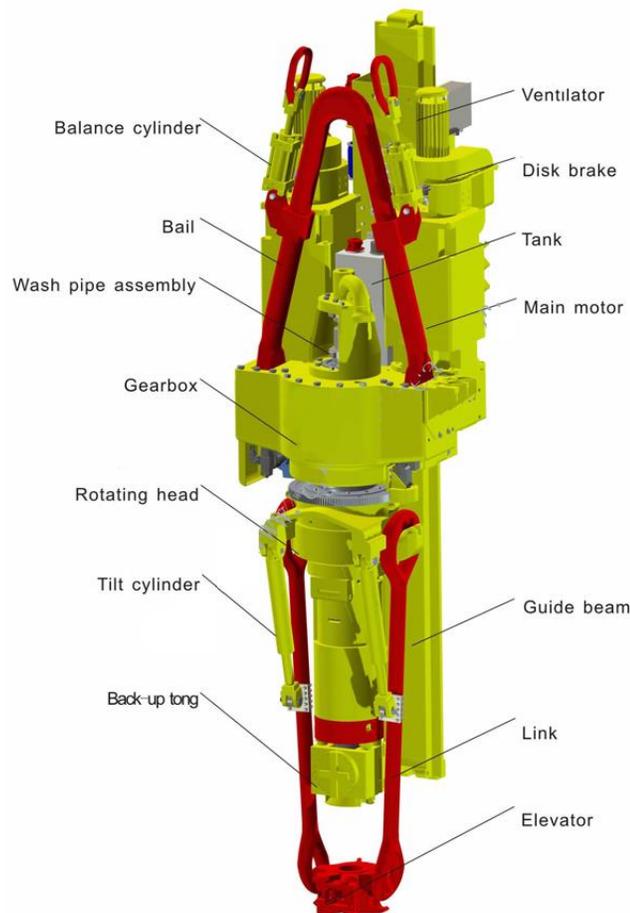


Figure 1-7 Système Top Drive

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.
- Serrage et desserrage des connexions.
- 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).

1.1.2.1 Les avantages du Top Drive

- Diminuer le temps de forage (de 25% à peu près).
- Connexion sur la garniture en manœuvre à n'importe quelle hauteur.
- Plus efficace pour la manutention des tiges.
- Il fournit une puissance de rotation plus variable que celle de la table de rotation.
- Permet la rotation de la garniture de forage et la circulation à tout niveau dans le puits pendant les descentes et les remontées ; Cet avantage aide à prévenir les problèmes dans le puits.
- Réduire le nombre de connections.
- Possibilité d'application d'un couple statique pendant un temps indéterminé.
- Maintenir l'orientation directionnelle (L'utilisation des trois tiges simples de forage va aider à avoir un puits plus vertical).
- Soulager le travail des accrocheurs.

1.1.2.2 Les inconvénients du Top Drive

- Le coût de leur maintenance qui est plus élevé en comparant avec l'ancien système.
- Leurs dimensions importantes.
- Du fait du poids supplémentaire, le câble de forage s'use plus rapidement.
- Elles sont aussi plus difficiles à déplacer sur les installations de forage sur terre qui doivent être démontées lors du déménagement.

1.2 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).

1.2.1 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.

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.

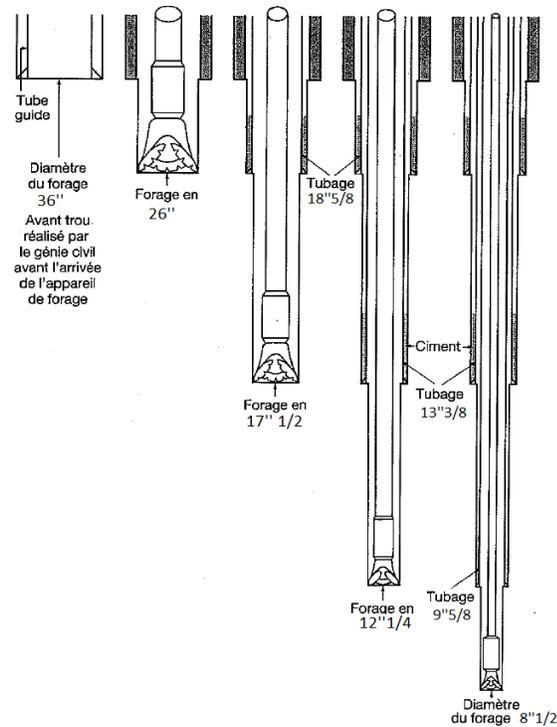


Figure 1-8 Etapes de forage d'un puits

1.2.1.1 Le tubage [2]

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.

En général, le tubage (casing en anglais) et les manchons sont caractérisés par leur type de filetage, l'API¹ 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 American Petroleum Institute

1.2.1.2 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.

1.2.2 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.

1.2.2.1 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.

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.

1.2.2.2 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. À 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.

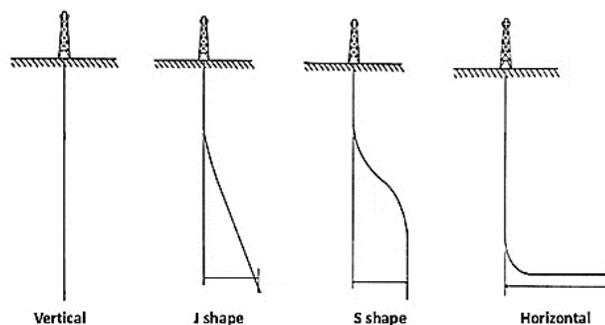


Figure 1-9 Schéma des puits

1.3 Conclusion

Ce chapitre résume les notions essentielles sur le système de forage, ses principaux organes ainsi que l'architecture et les types de puits. Ces initiations vont servir à mieux comprendre la problématique de ce mémoire et par la suite de bien cerner la méthodologie suivie pour atteindre les objectifs du projet.

Chapitre 2

Vibrations de la garniture de forage

Les vibrations de la garniture de forage sont la principale cause de perte de performance dans le processus de forage des puits de pétrole et de gaz. Elles provoquent une usure prématurée des équipements de forage telles que la torsion des tiges et l'endommagement des dents de l'outil de forage. Elles provoquent également un gaspillage important d'énergie et peuvent induire des instabilités du puits réduisant le contrôle directionnel et changeant sa forme générale. Dans l'industrie pétrolière, l'amélioration des performances de forage est une question cruciale pour l'intérêt économique.

2.1 Les types de vibrations

La garniture de forage est principalement soumise à trois types de vibrations, dont chacune peut provoquer une usure prématurée des différents composants.

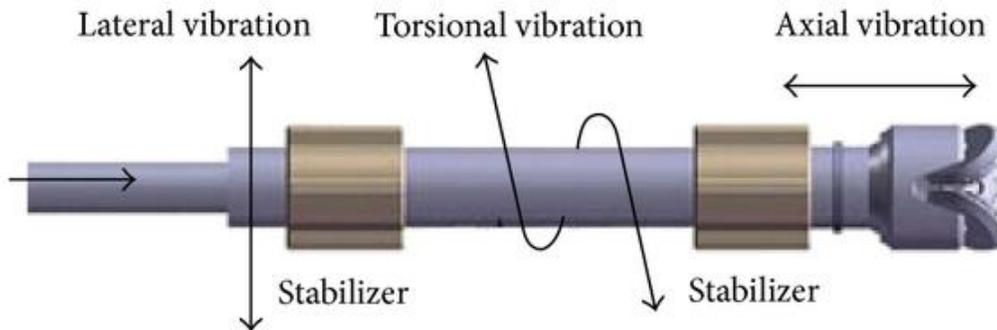


Figure 2-1 Les trois types de vibration des tiges de forage

2.1.1 Vibrations latérales

L'une des vibrations de garniture de forage les plus destructrices est le phénomène du *Whirl*, puisqu'il peut se déclencher sans indication à la surface. Profondément dans le puits, le *BHA* en rotation interagit avec les parois du puits de forage générant des chocs dus aux vibrations latérales. Les collisions avec les parois produiront un puits excentrique et les chocs peuvent endommager les composants du *BHA*. Les oscillations latérales de la garniture de forage causent de graves dommages aux parois du puits et affectent la direction générale du forage. Si le centre de gravité des masse-tiges (*Drill Collar*) n'est pas situé précisément sur la ligne médiane du puits, une force centrifuge agit au centre de gravité faisant plier la tige. Les comportements de tourbillonnement vers l'avant et vers l'arrière peuvent s'intensifier davantage en raison de l'effet combiné de l'amortissement des fluides, du jeu des stabilisateurs, et friction de l'ensemble de forage contre les parois du puits de forage.

Les vibrations latérales sont un phénomène auto-excité, c'est à dire qu'une fois initiées, elles ne cessent pas même si on modifie les paramètres de forage.

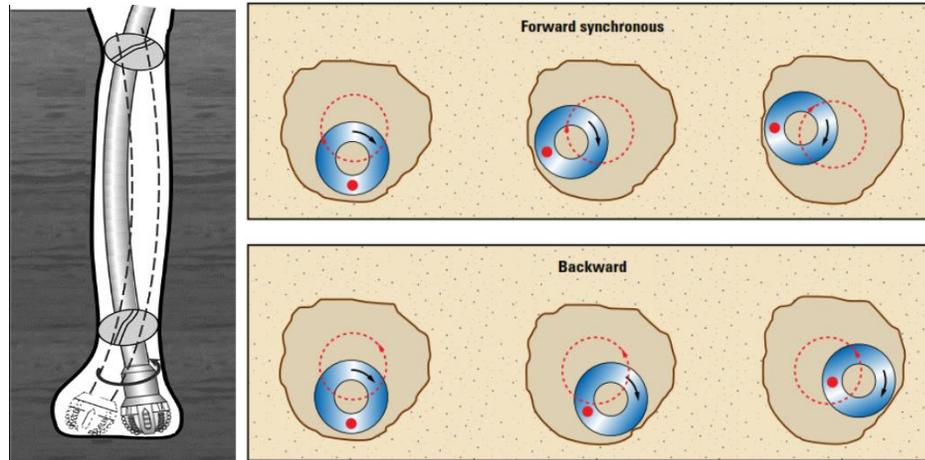


Figure 2-2 Vibration latérale de la garniture de forage (Bit whirl)

2.1.2 Vibrations longitudinales

Ce mode de vibration consiste en des mouvements irréguliers des composants de forage le long de son axe longitudinal provoquant un rebond de l'outil de forage *Bit bounce* et un comportement de forage rugueux qui détruit l'outil, endommage le BHA, et augmente le temps total de forage. De plus, ce type de vibration peut exciter le phénomène de tourbillonnement (*whirl*). L'énergie fournie à l'outil de forage par le poids et la rotation ne sert que partiellement à détruire la roche. En effet, une partie de cette énergie est réfléchiée dans la garniture de forage sous forme de vibrations axiales, et une autre se perd en frottement et en chaleur.

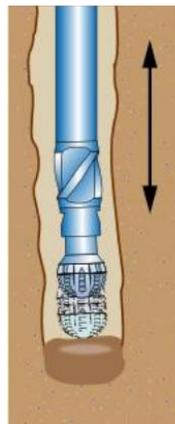


Figure 2-3 Vibration axiale (Bit bounce)

2.1.3 Vibrations torsionnelles

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 autoexcité, 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 de surface.



Figure 2-4 Vibration torsionnelle (*Stick-Slip*)

2.2 Phénomène du Stick-Slip

Afin de comprendre le phénomène compliqué du collé-glissé (*stick – slip*) de la garniture de forage, il est essentiel d'étudier le phénomène dans sa forme élémentaire. Le phénomène du stick-slip est lié à la friction du glissement qui est plus importante dans les cas des puits déviés. Ce phénomène se manifeste principalement lors de l'utilisation des outils de type PDC. Par conséquent, comprendre les fondamentaux du frottement est cruciale pour décrire, prévoir et contrôler ce phénomène.

2.2.1 Frottement sec

La nature des forces de frottement dynamiques développées entre les corps en contact est extrêmement complexe et affectée par plusieurs facteurs. La friction peut être définie comme force de résistance agissant sur un corps, qui empêche ou retarde le glissement de celui-ci par rapport à un autre corps ou surface, avec lequel il est en contact. Cette force agit toujours

tangentiellement à la surface aux points de contacts et elle est dirigée de manière à s'opposer au mouvement possible du corps.

En général, le frottement sec se produit entre les surfaces de contact des corps en l'absence de fluide lubrifiant. Ce type de frottement est souvent appelé frottement de Coulomb, car ses caractéristiques ont été étudiées par C. A. Coulomb en 1781. La théorie du frottement sec peut être mieux expliquée en considérant l'exemple de tirer un bloc sur une surface rugueuse. Prenons un bloc de masse m qui glisse sur un terrain accidenté. Le bloc repose initialement sur la surface, et un ressort élastique linéaire, qui a une raideur k , est reliée à son extrémité droite. L'extrémité libre du ressort élastique se déplace avec une vitesse constante v_0 comme indiqué dans la Figure 2-5.

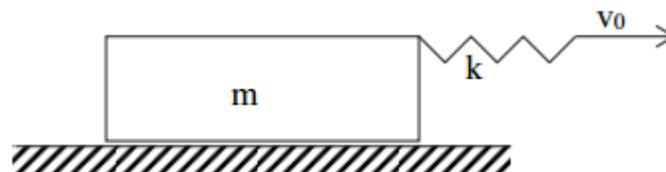


Figure 2-5 Modèle masse-ressort

La surface exerce une force normale agissant vers le haut pour équilibrer le poids du bloc et la force de frottement agissant vers la gauche pour empêcher la force appliquée de déplacer le bloc à droite. En équilibre, la force de frottement est toujours égale à la force appliquée en grandeur mais dans une direction opposée à la direction du mouvement, et la masse agit comme une extrémité fixe du ressort. La force du ressort augmente linéairement avec le temps tandis que le bloc est stationnaire. En conséquence, la force de frottement augmente au même niveau pour maintenir l'équilibre. Lorsque la force de frottement atteint une valeur critique, le bloc atteint l'équilibre instable puisque toute nouvelle augmentation de la force du ressort va provoquer le mouvement du bloc. Cette valeur critique est appelée force de frottement statique F_s . Si l'amplitude de la force appliquée est augmentée de sorte qu'elle devienne supérieure à F_s , le bloc commence à se déplacer et la force de frottement sur les surfaces en contact chute légèrement à une valeur plus faible F_c , appelée force de friction cinétique. Selon la théorie du frottement sec, F_s et F_c sont supposés être directement proportionnelle à la force normale P . Cette relation peut être exprimée mathématiquement comme :

$$F_s = \mu_s P \quad (2-1)$$

$$F_c = \mu_c P \quad (2-2)$$

Où μ_s et μ_c sont les coefficients de frottement statique et cinétique, respectivement. En régime permanent, les deux coefficients sont constants. [3]

2.2.2 Frottement sec et stick-slip

Pour comprendre la relation de base entre friction et oscillations *stick – slip*, concentrons-nous sur le moment où le bloc est au point de glisser. À cette instance, le bloc commence à se déplacer et le glissement du bloc peut être soit stable ou en *stick – slip*, comme le montre la Figure 2-6. Pour le glissement stable, la force de frottement à la surface de contact tombe légèrement à une valeur plus faible F_c , qui est la force de friction cinétique décrite dans la section précédente.

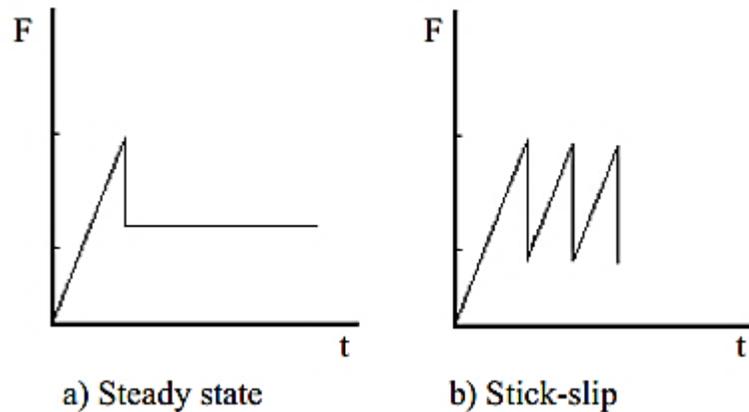


Figure 2-6 Réponse du modèle masse ressort

Pour le mouvement stick-slip, il existe lorsque le coefficient de frottement statique est suffisamment supérieur au coefficient de frottement dynamique. Le bloc alterne entre des modes de collage et de glissement dans lesquels la force de friction cinétique ne peut pas être directement déduite, c'est-à-dire l'équation (2-2) n'est plus valide à moins que μ_c varie avec le temps. Le mouvement de Stick-slip périodique peut résulter de diverses sources telles que les propriétés non linéaires du système. L'amplitude du mouvement de stick-slip du système représenté sur la Figure 2-5 dépend de la vitesse de glissement relative, de la rigidité du ressort et de la masse du bloc.

La principale difficulté à décrire le mouvement de stick-slip est de définir les forces de frottement cinétiques qui décrivent les fluctuations rencontrées. Plusieurs modèles mathématiques ont été proposés pour résoudre ce problème. D'abord, il faut déterminer les paramètres qui influencent la force de frottement. Il y a pas mal de modèles qui sont construits sur la base de l'hypothèse que la force de frottement dépend de la vitesse instantanée. Certaines de ces lois sont représentées sur la Figure 2-7. La sélection de la loi de friction qui régit le glissement d'un corps sur des surfaces rugueuses est une étape importante qui doit être prise en considération lors de la modélisation des oscillations stick-slip.

Dans le forage, la plupart des études suivent le même principe que celui mentionné ci-dessus pour décrire le mouvement du stick-slip. Cependant, le dilemme principal est d'adopter la loi la plus précise qui décrira le stick-slip facilement.

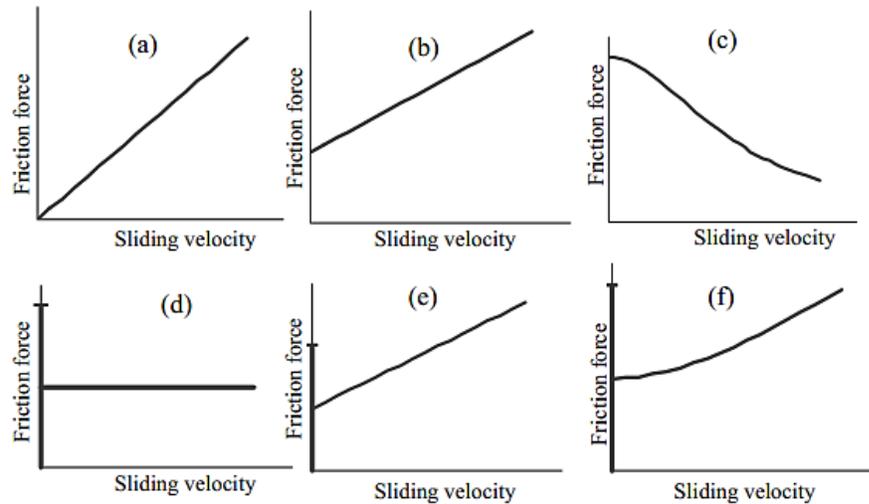


Figure 2-7 Lois de friction en fonction de la vitesse de glissement

2.2.3 Les vibrations torsionnelles (Stick-Slip) dans la garniture de forage

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.

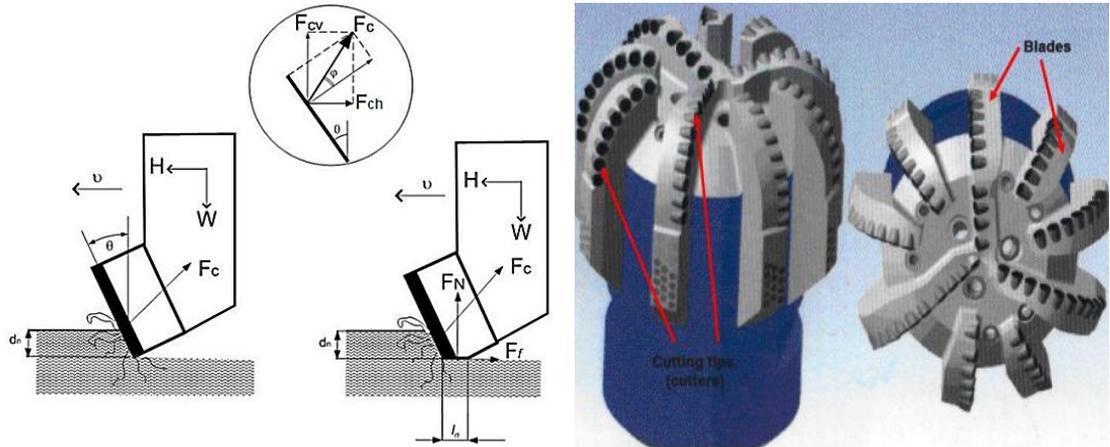


Figure 2-8 Forces auxquelles sont soumis les PDC des outils [4]

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 tel sort 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 2-9 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 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 proportionnel 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.

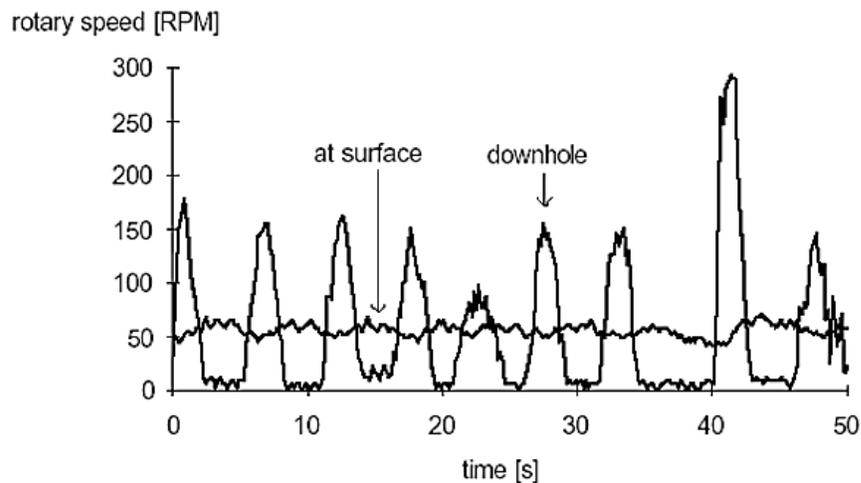


Figure 2-9 Comparaison entre la vitesse de rotation au niveau de la surface et au fond du puits durant les oscillations de stick-slip

2.2.4 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. Comme illustré à la Figure 2-10, 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 d'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’affecte 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*).

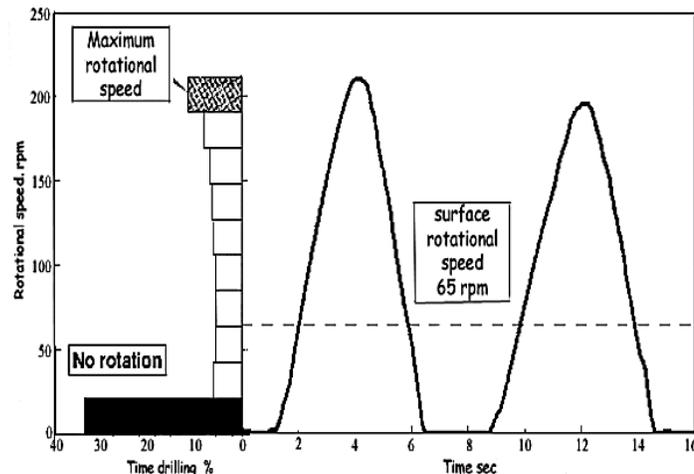


Figure 2-10 Fluctuation de la vitesse de rotation de l’outil durant le stick-slip

2.2.5 Surveillance du stick slip

Bien que la vitesse de l’outil en présence de vibrations stick-slip est fluctuante, la vitesse de rotation de surface est maintenue constante. Par conséquent, la vitesse de fond ne peut pas être détecté directement à partir de la surface. Cependant, les vibrations de torsion peuvent être détectées à partir de la surface en surveillant les fluctuations du couple de surface. Le stick slip se produit lorsque la différence entre le couple maximal et minimal mesuré à la surface est supérieure à 15% du couple moyen. Aussi à cause de l’effet d’inertie, le couple diminuera en dessous du niveau requis pour faire tourner la garniture quand l’outil et le *BHA* se détachent au fond du puits. Cela peut être mesuré directement par un capteur de couple ou indirectement en mesurant le courant du moteur du système d’entraînement de surface. La plupart des jauges de couple sur la plate-forme de forage ne peuvent pas détecter les petits changements des vibrations torsionnelles avant que le stick-slip ne se produise. Ils peuvent détecter le stick-slip lorsque les fluctuations du couple deviennent importantes et des oscillations stick slip nuisible se produisent. De plus, il est important d’observer que les détails du fond du puits ne peuvent pas être tous détecté à la surface. Dans de nombreuses applications pratiques, les mesures de fond montrent que ces détections de surface ne sont pas adéquates. Les comparaisons entre les

mesures de surface et de fond montrent que les vibrations se produisant près de l'outil sont plus grand que les vibrations enregistrées à la surface. Par conséquent, pour augmenter la fiabilité des données, les instruments de mesure doivent être placés le plus près possible de la tête de forage (l'outil).

2.2.6 Mitigation du stick slip

Il est toujours souhaitable d'annuler ou au moins de réduire la sévérité des vibrations dans la garniture de forage. Cependant, aucune méthode ne peut résoudre complètement ce problème. Afin de supprimer toutes sortes de vibrations dans le processus de forage, il est important de définir les paramètres à ajuster. De plus, les paramètres mesurés devraient décrire la situation au fond du puits de façon complète et précise. L'origine des vibrations stick-slip doivent être vraiment comprises pour améliorer le processus de forage. Beaucoup de remèdes sont proposés comme solutions à ce problème. Sur le terrain, le stick-slip peut être réduit soit en diminuant le poids sur l'outil (*WOB*) ou en augmentant la vitesse de la table rotative (ou du Top drive). Certaines investigations sur le terrain, effectuées par *Elf*², ont indiqué que chaque opération de forage a une vitesse critique unique au-dessus de laquelle le stick-slip s'arrête. Cette vitesse critique dépend du *rig*, du type d'entraînement utilisé, de la configuration de la garniture et des conditions du puits. L'amplitude des vibrations du stick-slip augmente nettement à mesure que la vitesse de rotation augmente, jusqu'à ce que la vitesse atteigne le seuil critique où les vibrations disparaissent. L'amplitude de stick-slip peut être réduite en abaissant la vitesse de rotation mais elle ne s'éteindra pas tant que la vitesse de rotation ne sera pas nulle. Néanmoins, dans certains cas, il existe certaines limitations sur la plage de vitesses utilisée pour être compatible avec d'autres objectifs de forage tels que le contrôle directionnel. Par conséquent, la gamme de vitesses de forage sûres doit être étudiée et optimisée. De plus, l'augmentation de la vitesse de rotation peut entraîner des problèmes latéraux tels que le phénomène du tourbillon (*Whirling*) vers l'arrière et vers l'avant. Par conséquent, augmenter la vitesse de rotation ou diminuer le poids sur l'outil n'est pas toujours un moyen efficace de supprimer le stick-slip. D'autres solutions pourraient être utiles comme l'ajustement du taux de débit de la boue et ses propriétés. Malheureusement, il est difficile et coûteux de manipuler les propriétés de la boue pour atteindre le résultat désiré. Si un moteur de fond de puits est utilisé, il facilite le découplage de la garniture des vibrations axiales et torsionnelles de l'outil. L'une des méthodes les plus prometteuses est le torque feedback (Retour d'informations). L'objectif de cette méthode est d'amortir les vibrations torsionnelles à la surface au lieu de les renvoyer au *BHA*.

² Une firme pétrolière française, aujourd'hui intégrée au sein du groupe Total

2.3 Conclusion

Les trois types de vibrations de la garniture de forage sont des phénomènes très complexes et ne doivent pas être auto-excités lors des opérations de forage car elles vont diminuer les performances de forage diminuant ainsi le rendement. Le phénomène du Stick-Slip peut compter pour plus de 50% du temps total d'un processus forage. Le stick-slip est donc le phénomène vibratoire le plus prépondérant ce qui motive cette étude.

Chapitre 3

Modélisation dynamique

Dans ce travail, on tente d'étudier le comportement dynamique en torsion de la garniture de forage en présence du phénomène *Stick – Slip* en calculant l'accélération, la vitesse et le déplacement angulaire en chaque point de la garniture.

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

3.1 Equation de mouvement

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 nécessaires 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 (SDOF).

3.1.1 Un degré de liberté (SDOF)

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

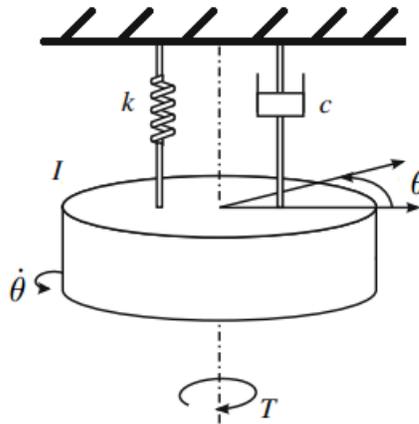


Figure 3-1 Pendule de torsion à un seul degré de liberté

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.

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

$$I\ddot{\theta} + c\dot{\theta} + k\theta = T \quad (3-1)$$

3.1.2 Plusieurs degrés de liberté

Le système SDOF 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 SDOF 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 (MDOF). La base de la théorie décrivant un système MDOF est analogue à la théorie décrite ci-dessus pour le système SDOF. 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 (MDOF) 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.

3.2 Modélisation de la garniture de forage

On a abordé le problème de stick-slip de plusieurs façons différentes. On a établi plusieurs modèles différents afin de modéliser le comportement de la tige de forage lors du phénomène du stick-slip au cours du forage. On présente ici brièvement les modèles adoptés lors de différentes études élaboré précédemment.

3.2.1 Différents modèles de la garniture [5]

3.2.1.1 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 (DOF).

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.

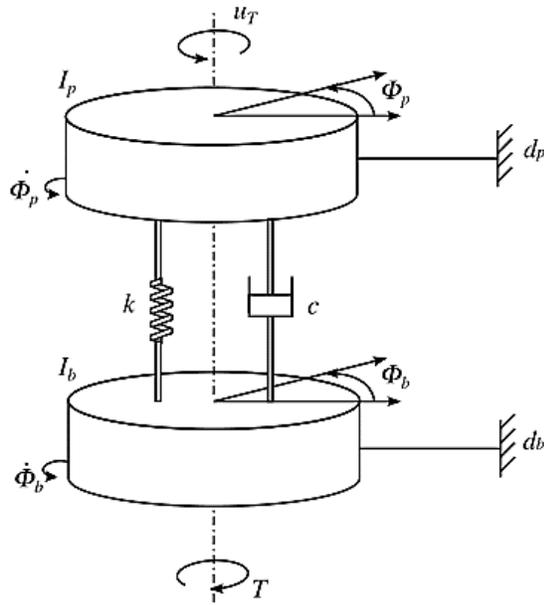


Figure 3-2 Modèle à paramètres localisés

Les deux masses sont représentées par leurs moment 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 :

$$\begin{cases} I_p \ddot{\phi}_p + c(\dot{\phi}_p - \dot{\phi}_b) + k(\phi_p - \phi_b) + d_p \dot{\phi}_p = uT \\ I_b \ddot{\phi}_b - c(\dot{\phi}_p - \dot{\phi}_b) - k(\phi_p - \phi_b) + d_b \dot{\phi}_b = -T(\dot{\phi}_b) \end{cases} \quad (3-3)$$

Où 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 $T(\dot{\phi}_b)$ fonction de la vitesse de l'outil.

3.2.1.2 Modèle à paramètres distribués [6]

Les premiers essais de modélisation du phénomène des vibrations de la garniture de forage ont été conduit par Bailey et Finnie [7]. Ils ont proposé un modèle afin de modéliser la vague de vibrations de torsion le long de la tige de l'outil jusqu'à la surface (système Top Drive) lors du forage. A cause de l'exactitude du modèle à reproduire le comportement de la garniture dans le trou, il constitue la base de plusieurs modélisations qui sont venues après.

Si on analyse la dynamique d'une barre métallique flexible d'une longueur L et une section σ_0 et le déplacement $q(x, t)$ d'un point x à partir de sa position d'équilibre, la tension appliquée à un instant t au point x est symbolisée $T(x, t)$; le modèle représenté dans la figure ci-dessous.

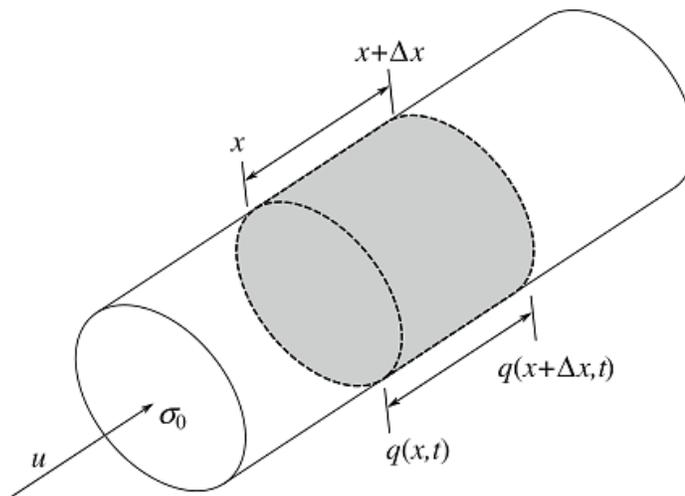


Figure 3-3 Modèle d'une barre flexible

Si on considère un élément de longueur l_0 sous tension moyenne de T_0 . L'élongation de l'élément sera $dl = l - l_0$ alors que la tension infinitésimale $dT = T - T_0$, la loi fondamentale d'élasticité donne :

$$\frac{dT}{\sigma_0} = E_0 \frac{dl}{l_0} \quad (3-4)$$

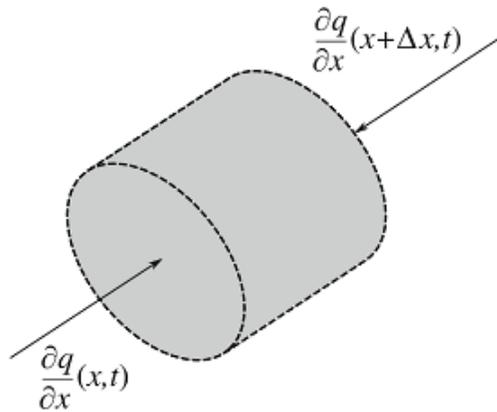


Figure 3-4 Élément infinitésimale sous tension

Où E_0 représente le module de Young ; cette loi s'applique sur des élongations assez infinitésimales. Pour un instant t le segment $(x, x + \Delta x)$ a une longueur de l_0 et prend la position $(x + q(x, t), x + \Delta x + q(x + \Delta x, t))$. 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 :

$$T - T_0 = E_0 \sigma_0 \frac{\partial q}{\partial x} \quad (3-5)$$

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 :

$$\rho_0 \frac{\partial^2 q}{\partial t^2} \Delta x = \frac{\partial T}{\partial x} dx \quad (3-6)$$

En introduisant l'équation (3-5) on obtient :

$$\rho_0 \frac{\partial^2 q}{\partial t^2} = E_0 \sigma_0 \frac{\partial^2 q}{\partial x^2} \quad (3-7)$$

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 :

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 q}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 q}{\partial x^2} & x \in [0, l] \\ \frac{\partial q}{\partial x}(0, t) = -u(T) & \frac{\partial q}{\partial x}(l, t) = 0 \\ q(x, 0) = q_0(x) & \frac{\partial q}{\partial t}(x, 0) = q_{t0}(x) \end{cases} \quad (3-8)$$

3.2.1.3 Comportement vibratoire de la garniture

Les vibrations de torsion peuvent être modélisées par l'équation suivante :

$$GJ \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2}(s, t) - I \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2}(s, t) - \gamma \frac{\partial \phi}{\partial t}(s, t) = 0 \quad x \in [0, L] \quad (3-9)$$

L'angle de rotation ϕ dépend de la position le long de la garniture x et le temps t . G étant le module de cisaillement et J le moment polaire. L'inertie I et l'ensemble de la densité surfacique ρ_a et le moment polaire $I = \rho_a J$. Les amortissements visqueux entre le fluide de forage et le long de la garniture sont représentés par $\gamma \geq 0$. On peut négliger l'effet des amortissements visqueux en prenant $\gamma = 0$ vu que toute l'énergie est dissipée au niveau de l'outil à cause des interactions entre l'outil et la formation ce qui réduit le modèle à un modèle unidimensionnel de propagation d'onde (l'équation de d'Alembert) suivant :

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} = c^2 \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2}(x, t) \quad x \in [0, L] \quad (3-10)$$

Où la vitesse de propagation $c = \sqrt{I/GJ} = \sqrt{\rho_a/G}$.

Le modèle sera complet une fois les conditions initiales et aux limites seront déterminés. Il existe plusieurs modèles de conditions qui peuvent être appliqués au modèle qu'on vient d'élaborer.

Les conditions aux limites cinématiques

On considère les conditions suivantes :

$$\begin{cases} \phi(0, t) = \Omega t \\ GJ \frac{\partial \phi}{\partial x}(L, t) + I_B \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2}(L, t) = -T \left(\frac{\partial \phi}{\partial t}(L, t) \right) \end{cases} \quad (3-11)$$

L'assemblage de fond est représenté par l'inertie I_B , alors qu'à la surface ($x = 0$) on suppose une vitesse de rotation constante Ω . Le fond est sous effet d'un torque T fonction de la vitesse au fond (de l'outil) et le temps, ce torque inclut aussi les interactions visqueuses de l'outil avec la formation ainsi que la friction entre outil formation.

Les conditions si la vitesse à la surface est variante

Les conditions aux limites précédentes considèrent une vitesse constante à la surface ce qui reproduit le comportement de la tige dans le fond d'une façon satisfaisante, mais il existe une différence entre ce que donne le système Top Drive Ω et la vitesse réelle de la tige en surface $\frac{\partial \phi}{\partial t}(0, t)$. Pour prendre en compte ces variations on introduit les conditions suivantes :

$$\begin{cases} GJ \frac{\partial \phi}{\partial x}(0, t) = \beta \left(\frac{\partial \phi}{\partial t}(0, t) - \Omega(t) \right) = \beta \frac{\partial \phi}{\partial t}(0, t) - u_T(t) \\ GJ \frac{\partial \phi}{\partial t}(L, t) = -I_B \frac{\partial^2 \phi}{\partial t}(L, t) - T \left(\frac{\partial \phi}{\partial t}(L, t) \right) \end{cases} \quad (3-12)$$

Dans ces conditions β représente le moment angulaire à la surface.

Les conditions newtoniennes

L'équation suivante constitue une alternative condition à la surface, inspirée par la seconde loi de Newton :

$$I_T \frac{\partial^2 \phi}{\partial t}(0, t) = -T_T(t) + u(t) \quad (3-13)$$

Le moment d'inertie du Top Drive est dénoté par I_T , alors que u_T correspond au torque du Top Drive. La fonction $T_T(t)$ représente le torque transmis ainsi que les amortissements visqueux, elle est donnée par la relation suivante :

$$T_T(t) = -GJ \frac{\partial \phi}{\partial x}(0, t) + \beta \frac{\partial \phi}{\partial t}(0, t) \quad (3-14)$$

Donc les conditions aux limites seront :

$$\begin{cases} GJ \frac{\partial \phi}{\partial x}(0, t) = I_T \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2}(0, t) + \beta \frac{\partial \phi}{\partial t}(0, t) - u_T(t) \\ GJ \frac{\partial \phi}{\partial x}(L, t) = I_B \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2}(L, t) - T \left(\frac{\partial \phi}{\partial t}(L, t) \right) \end{cases} \quad (3-15)$$

3.2.2 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 [8]. 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.

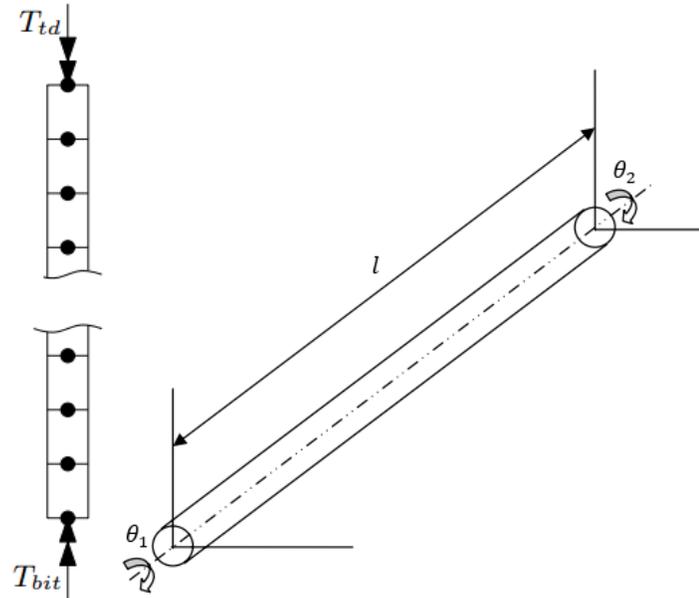


Figure 3-5 Discretisation de la garniture et représentation élémentaire de la tige de forage [7]

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 (3-16)

$$\theta(x) = ax + b \quad (3-16)$$

Les conditions aux limites sont

$$\begin{aligned} \theta(0) &= \theta_1 \\ \theta(l) &= \theta_2 \end{aligned} \quad (3-17)$$

Où l est la longueur de la tige élémentaire

En remplaçant et en réarrangeant

$$\theta(x) = \left(1 - \frac{x}{l}\right) \theta_1 + \frac{x}{l} \theta_2 \quad (3-18)$$

La fonction de déplacement est sous la forme

$$\theta(x) = \psi_i(x) q_i ; i = 1,2$$

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 :

$$\begin{aligned}\psi_1(x) &= 1 - \frac{x}{l} \\ \psi_2(x) &= \frac{x}{l}\end{aligned}\quad (3-19)$$

Qui satisfont aux conditions

$$\begin{aligned}\psi_1(0) &= 1, \psi_1(l) = 0 \\ \psi_2(l) &= 1, \psi_2(0) = 0\end{aligned}\quad (3-20)$$

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

$$\theta = \left\langle \left(1 - \frac{x}{l}\right) \frac{x}{l} \right\rangle \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{Bmatrix}\quad (3-21)$$

Où

$$\theta = \langle \psi_1 \quad \psi_2 \rangle \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} = \langle \psi \rangle \{ \underline{\theta} \}\quad (3-22)$$

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

$$T = GJ \frac{\partial \theta}{\partial x}\quad (3-23)$$

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

L'équation (3-23) est analogue à

$$\sigma = C\epsilon\quad (3-24)$$

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

La relation déformation-déplacement s'écrit

$$\epsilon = \frac{\partial \theta}{\partial x} = \left\langle -\frac{1}{l} \quad \frac{1}{l} \right\rangle \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{Bmatrix}\quad (3-25)$$

Alors

$$\epsilon = [B]\{\underline{\theta}\} \quad (3-26)$$

Donc

$$\sigma = [C][B]\{\underline{\theta}\} \quad (3-27)$$

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 potentiel totale peut s'écrire comme

$$E_p = \frac{1}{2} \int_0^l \epsilon^T \sigma dx + \int_0^l I \theta^T \ddot{\theta} dx \quad (3-28)$$

Où

$$E_p = \frac{\langle \underline{\theta} \rangle^T}{2} \left(\int_0^l [B]^T [C] [B] dx \right) \{\underline{\theta}\} + I \langle \underline{\theta} \rangle \int_0^l \{\psi\} \langle \psi \rangle \{\ddot{\underline{\theta}}\} dx \quad (3-29)$$

Le principe de minimum d'énergie potentielle donne

$$\frac{\partial E_p}{\partial \{\underline{\theta}\}} = 0 \quad (3-30)$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial \{\underline{\theta}\}} = \left(\int_0^l B^T C B dx \right) \{\underline{\theta}\} + I \left(\int_0^l \psi^T \psi dx \right) \{\ddot{\underline{\theta}}\} = \{0\} \quad (3-31)$$

c.à.d.

$$[K]_e \{\underline{\theta}\}_e + [M]_e \{\ddot{\underline{\theta}}\}_e = \{0\} \quad (3-32)$$

Tel que

$$[K]_e = \int_0^l B^T C B dx = \int_0^l \begin{Bmatrix} -\frac{1}{l} \\ \frac{1}{l} \end{Bmatrix} GJ \langle -\frac{1}{l} \quad \frac{1}{l} \rangle l dx \quad (3-33)$$

Finalement la matrice de rigidité élémentaire s'écrit

$$[K]_e = \frac{GJ}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (3-34)$$

La matrice de masse élémentaire s'écrit

$$\begin{aligned} [M]_e &= I \int_0^l \psi^T \psi \, dx = I \int_0^l \left\{ \begin{pmatrix} 1 - \frac{x}{l} \\ \frac{x}{l} \end{pmatrix} \right\} \left\langle \begin{pmatrix} 1 - \frac{x}{l} \\ \frac{x}{l} \end{pmatrix} \right\rangle dx \\ &= \frac{Il}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3-35)$$

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

$$I = \frac{m(OD^2 + ID^2)}{8l} \quad (3-36)$$

En développant

$$\begin{aligned} I &= \frac{\rho V(OD^2 - ID^2)}{8l} = \frac{\rho \pi (OD^2 - ID^2)(OD^2 + ID^2)}{32} \\ &= \frac{\rho \pi (OD^4 - ID^4)}{32} = \rho J \end{aligned} \quad (3-37)$$

Tel que

$$J = \frac{\pi(OD^4 - ID^4)}{32} \quad (3-38)$$

Finalement la matrice d'inertie élémentaire s'écrit

$$[M]_e = \frac{\rho J l}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \quad (3-39)$$

3.2.1 Amortissement de Rayleigh

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 [9] qui cite qu'une approximation de la matrice de rigidité du système peut être considérée comme une combinaison des deux matrices comme suit :

$$[C] = \alpha_1[M] + \alpha_2[K] \quad (3-40)$$

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 :

$$\xi_n = \frac{\alpha_1}{2} \frac{1}{\omega_n} + \frac{\alpha_2}{2} \omega_n \quad (3-41)$$

Avec ω_n la fréquence propre du mode considéré. Donc en considérant deux modes i, j 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 (3-41) :

$$\frac{1}{2} \begin{bmatrix} 1/\omega_i & \omega_i \\ 1/\omega_j & \omega_j \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \xi_i \\ \xi_j \end{Bmatrix} \quad (3-42)$$

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 [10] présenté ci-dessous par la relation suivante :

$$[C] = [M] \sum_{i=0}^{n-1} \alpha_i \{[M]^{-1}[K]\}^i \quad (3-43)$$

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 :

$$\xi_i = \frac{1}{2} \sum_{i=0}^{j-1} \alpha_i \omega^{2n-1} \quad (3-44)$$

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 :

$$\alpha_i = 2 [\omega]^{-1} \xi_i \quad (3-45)$$

On a développé un algorithme en *Matlab* qui calcule les coefficients constants afin de bien déterminer la matrice d'amortissement, cet algorithme prend comme paramètres le nombres 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.

3.3 Modélisation des interactions

Les interactions jouent un rôle crucial dans l'étude du comportement de la garniture dans le puis lors du forage, car ils constituent les forces agissant sur la garniture et donc notre système, ce qui détermine la réponse permanente du système après le régime transitoire qui dure que quelques secondes. Les interactions, donc, déterminent d'une façon principale, le comportement de la garniture.

3.3.1 Interactions outil-roche [5]

Le phénomène du stick-slip se manifeste surtout lors des premiers phases de forage et surtout les phases 16, 12 ¼ et 8 ½ pouces, lors de l'utilisation d'un outil du type PDC. Donc l'outil constitue une importante variable lors de la modélisation du phénomène car c'est connu que les frictions au niveau de l'outil déclenchent les vibrations de la garniture si le torque au niveau de l'outil dépasse le torque statique. Plusieurs modèles d'interactions outil-roche ont été élaborés cette section présente quelque uns.

3.3.1.1 Collage plus Coulomb friction

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

$$T(\dot{\phi}_b(t)) = c_b \dot{\phi}_b(t) + T_{fb}(\phi_b(t)) \quad (3-46)$$

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 :

$$T_{fb}(\dot{\phi}_b(t)) = \begin{cases} (T_{sb} - T_{cb})\text{sign}(\dot{\phi}_b(t)) & \text{si } \dot{\phi}_b(t) \neq 0 \\ T_{sb} & \text{si } \dot{\phi}_b(t) = 0 \end{cases} \quad (3-47)$$

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 $\mu_{sb}, \mu_{cb} \in [0,1]$ 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.

3.3.1.2 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 :

$$T_{fb}(\dot{\phi}_b(t)) = \begin{cases} T_{eb} & \text{si } |\dot{\phi}_b(t)| < D_v, |T_{eb}| \leq T_{sb} \\ & \text{(phase stick)} \\ T_{sb}\text{sign}(T_{eb}) & \text{si } |\dot{\phi}_b(t)| < D_v, |T_{eb}| > T_{sb} \\ & \text{(transition stick - slip)} \\ T_{cb}\text{sign}(\dot{\phi}_b(t)) & \text{si } |\dot{\phi}_b(t)| \geq D_v \\ & \text{(phase slip)} \end{cases} \quad (3-48)$$

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 :

$$T_{eb} = c(\dot{\phi}_b - \dot{\phi}_p) + k(\phi_p - \phi_b) - c_b\dot{\phi}_b \quad (3-49)$$

Cependant, pour un modèle d'équations aux dérivées partielles, il prend la forme :

$$T_{eb} = c \frac{\partial^2}{\partial t \partial x}(L, t) + k \frac{\partial \phi}{\partial x}(L, t) - c_b \frac{\partial \phi}{\partial t}(L, t) \quad (3-50)$$

Il faut noter que ce modèle combine les frictions à sec avec le modèle de Karnopp comme l'indique le titre.

3.3.1.3 Frictions selon le modèle Karnopp [6]

Il est utilisé sur plusieurs modélisations, et validé par des tests expérimentaux. Ces raisons nous poussent à considérer l'utilisation de ce modèle.

$$T_{bit}(\dot{\phi}_b(t)) \in \left(T_d + (T_s - T_d)e^{-\frac{\dot{\phi}_b(t)}{\dot{\phi}_{cr}}} \right) \text{sign}(\dot{\phi}_b(t)) \quad (3-51)$$

Avec T_s est le torque statique, T_d est le torque dynamique, $\dot{\phi}_{cr}$ représente la vitesse critique qui indique le décroît du torque statique en dynamique.

Il faut noter que généralement le torque statique est deux à cinq fois plus que le torque dynamique. La vitesse critique est prise de telle façon que le décroît du torque à partir du statique en dynamique se fait entre 0 *RPM* et 20 – 30 *RPM*, ce qui veut dire une décroissance sévère du torque pour des vitesses faibles.

3.3.2 Interactions tiges-roche [5]

Les interactions entre les différentes tiges de la garniture et la formation à l'intérieur du puits, malgré leurs faiblesses, sont modélisées par les modèles de friction modélisant les interactions entre l'outil et la formation.

3.3.2.1 Stribeck friction

Un modèle élaboré par Richard Stribeck [5] en 1902 à Berlin, avec son équipe, a caractérisé le coefficient de friction pour des surfaces lubrifiées. Le modèle est fonction de la vitesse de glissement (rotation pour notre cas) comme montré sur la figure ci-dessous.

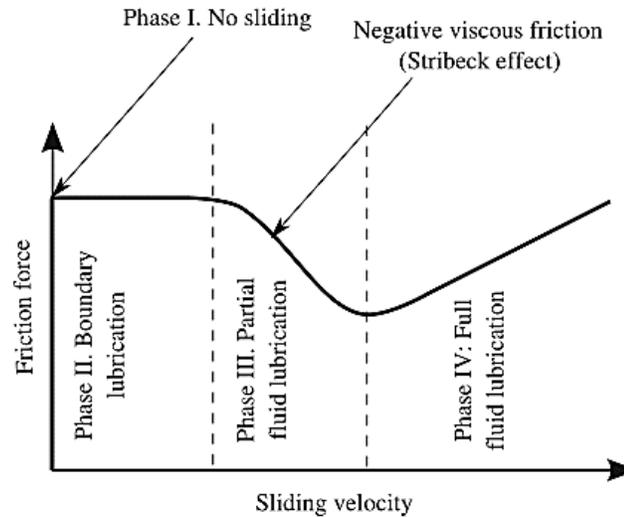


Figure 3-6 Courbe de Stribeck

La courbe de Stribeck comprend quatre phases :

1. **Phase non-glisement** : où la vitesse est nulle.
2. **Phase lubrification des limites** : la vitesse est assez faible pour entrainer une lubrification des jonctions internes, le glissement se fait entre solide et solide.
3. **Phase lubrification partielle** : la vitesse est adéquate pour entrainer une partie du fluide aux jonctions internes mais pas complètement pour séparer les deux surfaces.
4. **Phase lubrification complète** : les deux surfaces sont séparées complètement par un film de fluide.

La partie négative de la courbe résulte du contact précédant un régime de lubrification partielle du fluide. A mesure que le film de lubrifiant s'épaissit, la vitesse augmente et le frottement diminue. Cette partie de la courbe donne un effet déstabilisant important et est généralement considérée comme la source du phénomène de stick-slip dans plusieurs mécanismes.

Selon la courbe de Stribeck. La force de friction, dans des cas pratiques ne décroît pas d'une façon discontinue, mais elle dépend toujours de la vitesse de glissement. Le modèle mathématique est comme suit :

$$F = \begin{cases} F(\dot{\phi}) & \text{si } \dot{\phi} \neq 0 \\ F_e & \text{si } \dot{\phi} = 0 \text{ et } |F_e| < F_s \\ F_{sb} \text{sign}(F_e) & \end{cases} \quad (3-52)$$

Avec $F(\dot{\phi})$ une fonction arbitraire qui prend la forme :

$$F(\dot{\phi}) = F_C + (F_{sb} - F_{cb})e^{-\left|\frac{\dot{\phi}}{\dot{\phi}_s}\right|^\delta} \quad (3-53)$$

Où $\dot{\phi}_s$ est appelé la vitesse de Stribeck.

3.3.2.2 Modèle de friction d'Armstrong

Le modèle prend en compte les deux phases d'interactions. Le premier pour la phase de collage, alors que le deuxième correspond à la phase de glissement. Pour la première phase les forces de frictions seront calculés à partir de la relation suivante :

$$F(x) = \xi_0 x \quad (3-54)$$

Où ξ_0 est la rigidité tangentielle du contact statique (micro-rigidité), et x est le déplacement au nœud considéré. Dans le cas du glissement, les forces de contact seront modélisés par l'équation suivante :

$$\begin{cases} F(\dot{\phi}, t) = \left(F_C + F_S(\dot{\phi}, t_d) \frac{1}{1 + \left(\frac{\dot{\phi}(t - \tau_e)}{v_s}\right)^2} \right) \text{sign}(\dot{\phi}) + F_v \dot{\phi} \\ F_S(\gamma, t_d) = F_{S,a} + \left(F_{S,\infty} - F_{S,a} \frac{t_d}{t_d + \gamma} \right) \end{cases} \quad (3-55)$$

Où F_S est l'ampleur de la friction de Stribeck, $F_{S,a}$ est la friction de Stribeck à la fin de la phase de glissement précédente, $F_{S,\infty}$ est la friction de Stribeck au repos après un temps passé (une application lente de la force), v_s est la caractéristique de la vitesse de la friction de Stribeck, τ_e est le temps constant nécessaire à la friction, t_d est le temps depuis la phase de coincement, alors que γ est un paramètre temporel de la friction statique montante. Ces sept paramètres à déterminer rendent le modèle lourd et très compliquer à utiliser.

Les deux forces F_S et F_C sont reliés par un coefficient de frottement qui vaut 0.3 pour la partie du trou du puits, et 0.2 pour la partie de tubage.

3.3.3 Interactions visqueuses

Le fluide de forage pompé dans la garniture de forage ressort par les orifices présents sur l'outil et remonte à la surface en transportant les déblais. Ce fluide est newtonien, et change donc de viscosité selon les forces qu'il subit. Ces forces proviennent des glissements de la garniture sur la roche avec le fluide comme film séparant les deux. Cette configuration crée des

forces de frictions additionnelles sur la garniture à considérer. Ces forces de frictions de nature visqueuse sont modélisées par des modèles tel que celui de Bingham [11].

3.3.3.1 Modèle de Bingham [11]

Ce modèle sert à prédire les interactions visqueuses en calculant :

$$SR = \frac{4\pi RPM}{60 OD_p^2 \left(\frac{1}{OD_p^2} - \frac{1}{OD_h^2} \right)} \quad (3-56)$$

Où SR est le facteur de cisaillement.

On calcule ensuite :

$$\tau_t = YP + \frac{PV \times SR}{479} \quad (3-57)$$

Le couple résistant des interactions est calculé à partir de la relation :

$$\Delta T = \frac{\tau_t 2\pi L \left(\frac{OD_p}{24} \right)^2}{100} \quad (3-58)$$

3.4 Conclusion

Ce chapitre représente le pilier de notre travail. On a donné un modèle du système de forage qui prend en considération la dynamique de la garniture, l'interaction entre l'outil et la roche, les interactions entre la garniture et les parois du puits ainsi que les interactions visqueuses. Des simulations sont faites par la suite afin de valider ce modèle.

Chapitre 4

Analyse modale

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.

4.1 Assemblage de la garniture de forage

La garniture de forage est principalement composée de **Drill pipes, Heavy Weight, Drill collars, stabiliser et un outil** ; représentés sur la figure ci-dessous :

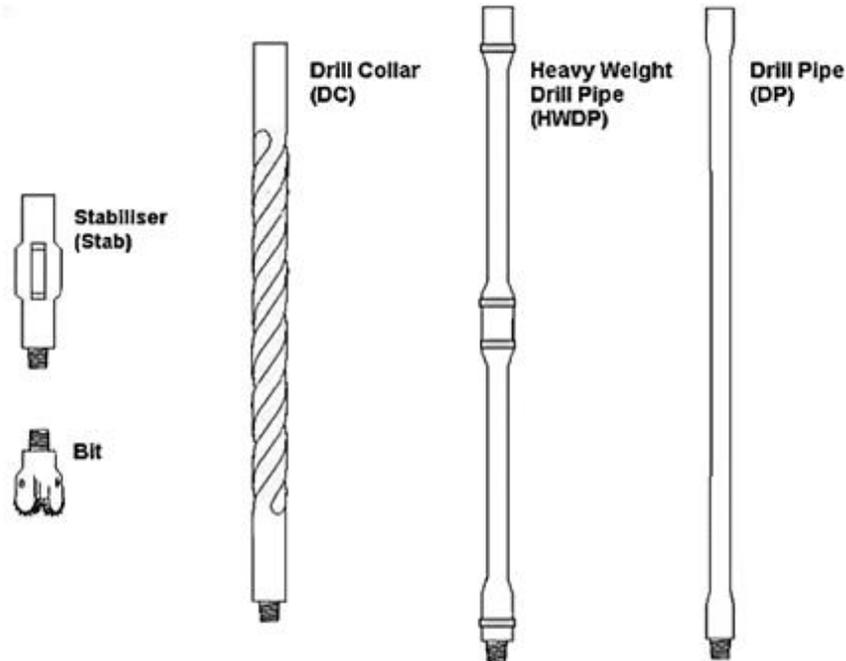


Figure 4-1 Les composants élémentaires de la garniture de forage

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

$$[K]_i^e = \frac{G_i J_i}{l_i} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (4-1)$$

$$[M]_i^e = \frac{\rho_i J_i l_i}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \quad (4-2)$$

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

$$J_i = (1 - a_i) J_{s,i} + a_i J_{t,j,i}$$

avec

$$a_i = \frac{l_{t,j,i}}{l_i} \quad (4-3)$$

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

Tel que $(n = n_{DP} + n_{HW} + n_{DC} + 1)$ est le nombre total d'éléments composant la garniture de forage.

4.2 Fréquences propres et modes propres

En analyse modale, les fréquences et modes propres, comme leurs noms l'indique, sont propres au système c'est-à-dire les fréquences auxquelles oscille le système lorsqu'il est en évolution libre ; sans force excitatrice extérieure ni forces dissipatives (frottements). Le nombre de fréquences propres obtenus est égale aux degrés de liberté du système, les n premières fréquences sont assez précises par rapport aux autres sachant que $n = \sqrt{ddl}$. Généralement la méthode des éléments finis -nécessite un nombre de degré de liberté assez grand afin de bien approcher le cas réel, pour cela les fréquences propres avec une précision faibles sont généralement assez grandes et on ne les atteint pas dans des cas réels.

Donc l'équation de mouvement devient

$$M\ddot{\theta} + K\theta = 0 \quad (4-4)$$

Le mouvement harmonique est défini par un déplacement θ et une fréquence propre ω

$$\theta(t) = \theta \cos(\omega t - \alpha) \quad (4-5)$$

En remplaçant l'Eq.(4-5) dans l'Eq.(4-4) on trouve le système à N valeurs propres

$$[K - \omega^2 M]\theta = 0 \quad (4-6)$$

Puisque la garniture de forage est suspendue en permanence par le Top Drive alors notre système est modélisé comme une tige encastree en son extrémité et libre à l'autre.

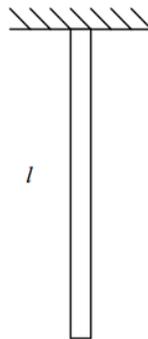


Figure 4-2 Conditions aux limites de la garniture de forage

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.

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

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

Figure 4-3 Application des conditions aux limites

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

$$\det(K - \omega^2 M) = 0 \quad (4-7)$$

L'Eq. (4-7) 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 θ_n , tel que $[K - \omega_n^2 M]\theta_n = 0$.

4.3 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 mécanique 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.

Étant donné que la manipulation de Matlab n'est pas fréquente dans le domaine industriel, alors, on a élaboré une interface graphique à base de C# pour faciliter l'introduction des données

et la construction de la garniture de forage, tout en présentant les résultats d'une manière plus claire aux opérateurs. Un tutoriel d'utilisation est présenté dans l'Appendix A.

Modal analysis of drill strings

Drill Pipes

Drill Pipes 1

Dimensions

OD (in)	ID (in)	Length (m)
0	0	9.14

Tool Joint

OD (in)	ID (in)	Length (m)
0	0	0

Mechanical Properties

Nominal Weight (kg/m)	0
Young's modulus (MPa)	0
Poisson's ratio	0

Description

Number of pipes	0
-----------------	---

Heavy Weights

Heavy Weight 1

Dimensions

OD (in)	ID (in)	Length (m)
0	0	9.14

Tool Joint

OD (in)	ID (in)	Length (m)
0	0	0

Mechanical Properties

Nominal Weight (kg/m)	0
Young's modulus (MPa)	0
Poisson's ratio	0

Description

Number of pipes	3
-----------------	---

Drill Collars

Drill Collars 1

Dimensions

OD (in)	ID (in)	Length (m)
0	0	9.14

Tool Joint

OD (in)	ID (in)	Length (m)
0	0	0

Mechanical Properties

Nominal Weight (kg/m)	0
Young's modulus (MPa)	0
Poisson's ratio	0

Description

Number of pipes	3
-----------------	---

Bit

Bit

Dimensions

OD (in)	Length (m)
16	0.33

Mechanical Properties

Nominal Weight (kg/m)	0
Young's modulus (MPa)	0
Poisson's ratio	0

Results Viewer

Number of frequencies: 5

Proper torsional frequencies

Name of the string: MD 1 3500

Figure 4-4 L'interface graphique de l'analyse modale

4.4 Résultats et discussion

4.4.1 Les fréquences propres

Afin de vérifier nos résultats, nous avons choisi deux garnitures de forage différentes, une de longueur de 3500.95m que nous avons pris comme cas d'étude pendant le développement des algorithmes, et une autre garniture qui a été utilisée pendant une opération de forage pour un cas réel afin de valider les algorithmes développés.

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 notre étude on a besoin principalement de deux modules : "Vibration Modal Analysis" qu'on a utilisé dans la partie analyse modale pour calculer les fréquences propres ainsi que les déformées modales, et le module "*Stick Slip*" qu'on va l'utiliser par la suite dans la partie dynamique pour simuler le torque, la vitesse et le déplacement de l'outil.

En générale la vitesse de rotation du *Top Drive* ou de la *table de rotation* n'excède pas les 250 *RPM*, donc on va prendre seulement les fréquences propres qui peuvent causer la résonance de la garniture de forage c.-à-d. les fréquences propres inférieurs à 250 *RPM*.

4.4.1.1 Cas d'étude

Nous avons 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.

Tableau 4-1 Caractéristiques de la garniture de forage pour le cas d'étude

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

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

Tableau 4-2 Comparaison des fréquences propres obtenues et ceux calculées par WellScan dans le cas d'étude

Resultats de WellScan (RPM)	Resultats obtenus (RPM)	Errueur relative (%)
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

Les dix premières fréquences propres de la garniture de forage considérée dans le cas d'étude et qui causent le phénomène de résonance sont présentés sur le tableau ci-dessus. 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 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*.

La figure ci-dessous représente un graphe qui illustre l'erreur relative des fréquences propres entre les résultats obtenus et ceux calculés par le logiciel *WellScan*.

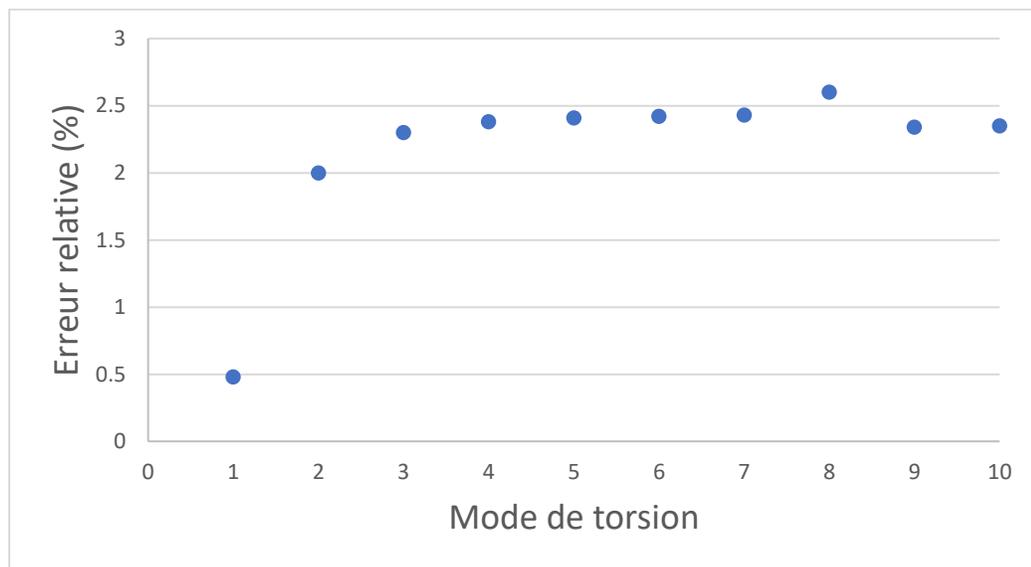


Figure 4-5 L'erreur relative des fréquences propres entre les résultats obtenus et ceux calculés par le logiciel *WellScan* pour le cas d'étude

L'erreur relative entre les fréquences propres obtenues et ceux calculés par *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. On remarque aussi que ces fréquences obtenues sont inférieures à celles calculées par le logiciel *WellScan* ce qui veut dire que notre système est plus conservatif que celui de *WellScan*. Ces résultats nous permettent de valider notre modèle de calcul et nous réconforte dans l'étape future : l'analyse dynamique.

4.4.1.2 Cas réel

Les propriétés et la composition de la garniture sont présentées dans le tableau ci-dessous

Tableau 4-3 Caractéristiques de la garniture de forage pour le cas réel

<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	9.14	0.25	200	30.91	1828
<i>Heavey weight</i>	5	3.25	6.5	3 1/8	9.14	0.25	6	61.35	54.84
<i>Drill collar</i>	8	2 13/16	\	\	9.14	\	18	223.11	164.52
<i>Drill collar</i>	9.5	3	\	\	9.14	\	3	323.18	27.42
<i>Drill bit</i>	16	\	\	\	\	\	1	151	0.33
<i>Longueur totale</i>									2075.11

Tableau 4-4 Comparaison des fréquences propres obtenues et ceux calculées par WellScan dans le cas réel

<i>Resultats de WellScan (RPM)</i>	<i>Resultats obtenus (RPM)</i>	<i>Errueur relative (%)</i>
11.77	11.8	0.25
54.53	53.74	1.45
104.54	102.84	1.63
155.43	152.86	1.65
206.88	203.1	1.83
257.4	253.32	1.59

Les six premières fréquences propres calculées via notre code de calcul pour un cas réel de la garniture de forage sont présentées sur le tableau ci-dessus. On remarque que cette tige est plus rigide que celle du cas d'étude. Elle admet donc des fréquences propres plus grandes que celles calculées pour le cas d'étude, ceci est expliqué par le fait que cette garniture est plus courte que la précédente. On remarque aussi que l'erreur est plus faible voulant dire une meilleure concordance entre notre modèle et celui de *DrillScan*.

La figure ci-dessous représente un graphe qui illustre l'erreur relative des fréquences propres entre les résultats obtenus et ceux obtenus par le logiciel *WellScan*.

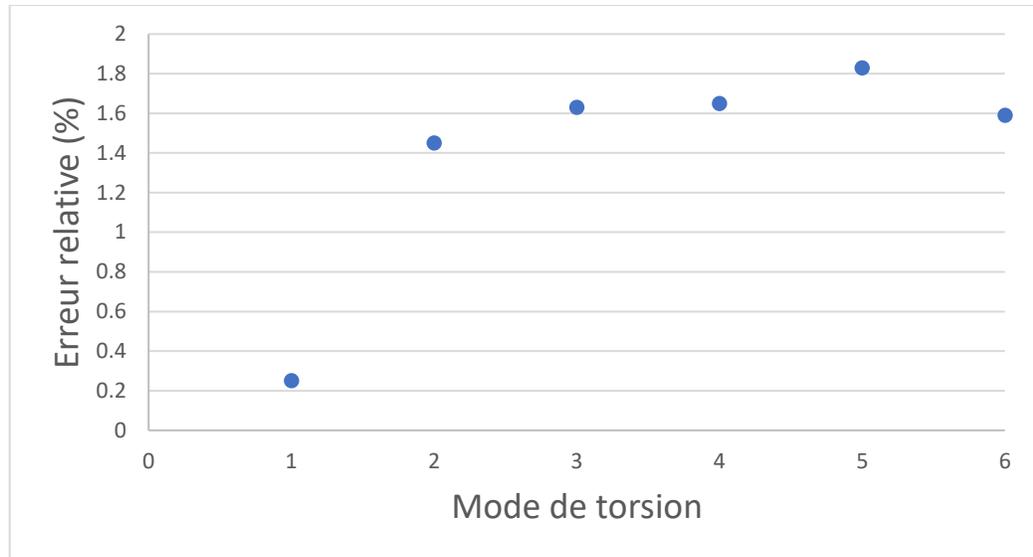


Figure 4-6 L'erreur relative des fréquences propres entre les résultats obtenus et ceux calculées par le logiciel WellScan dans le cas réel

4.4.2 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.

4.4.2.1 Cas d'étude

Les cinq premières déformées modales sont représentées sur la Figure 4-7 :

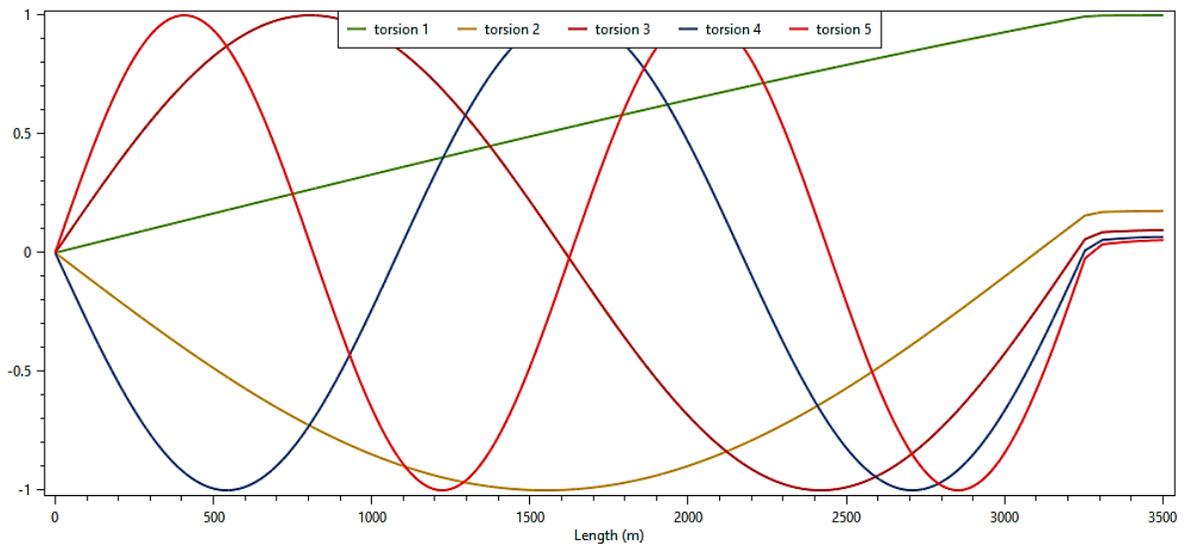


Figure 4-7 Les cinq premières déformées modales du cas d'étude

On remarque que les déformées des modes de torsion présentent des formes souples dans les drill pipes, les différences des rigidités des différents composants 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.

La superposition de nos déformées modales sur celles obtenues par le logiciel *WellScan* est illustrée sur la figure suivante :

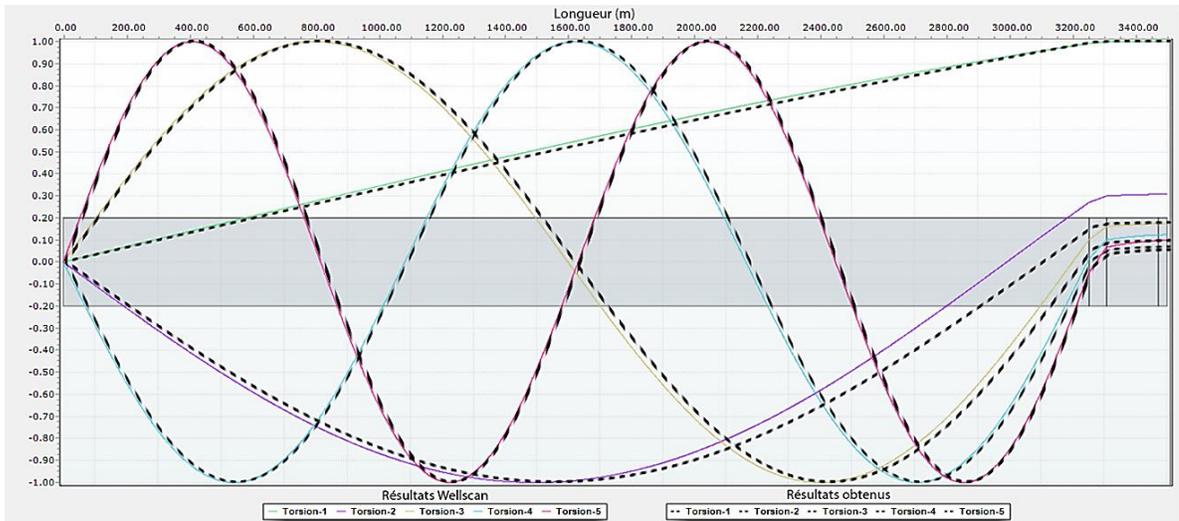


Figure 4-8 Comparaison des déformées modales obtenues et celles du logiciel WellScan du cas d'étude

On remarque que les déformées sont presque superposées 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*.

4.4.2.2 Cas réel

Les déformées modales obtenues sont représentées sur la figure ci-dessous :

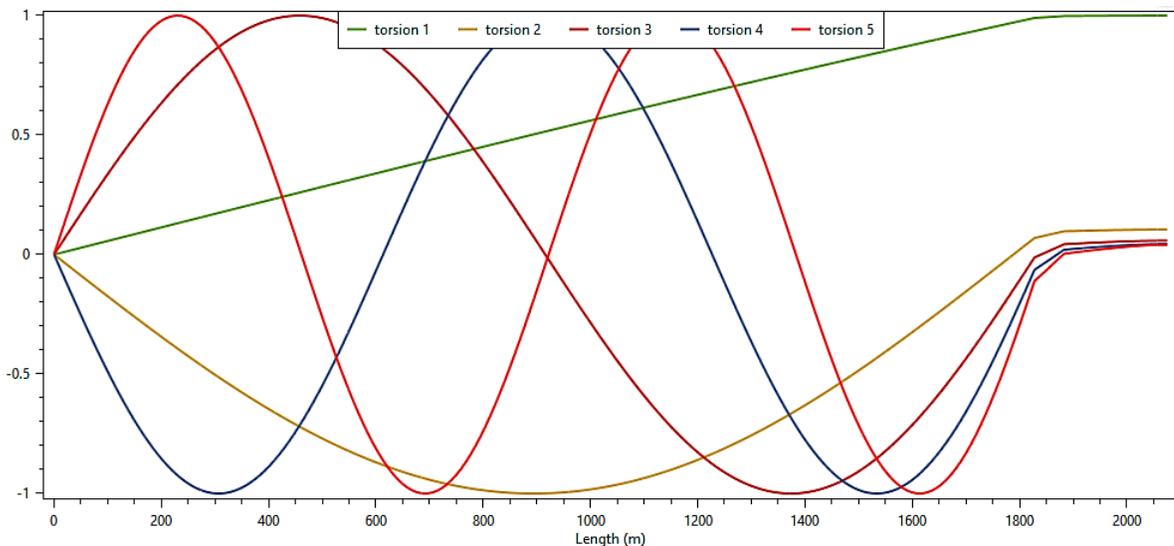


Figure 4-9 Les cinq premières déformées modales du cas réel

Les courbes des déformées modales sont semblables à celles du cas d'étude traité précédemment vu que les modes de vibration en torsion tracés sont les mêmes. On remarque une légère différence de longueur vers la fin car le BHA n'a pas la même longueur dans les deux cas, celle du deuxième cas est plus longue, mais garde toujours sa rigidité supérieure par rapport aux drill pipes.

La superposition de nos déformées modales sur celles obtenues par le logiciel *WellScan* est illustrée sur la figure suivante :

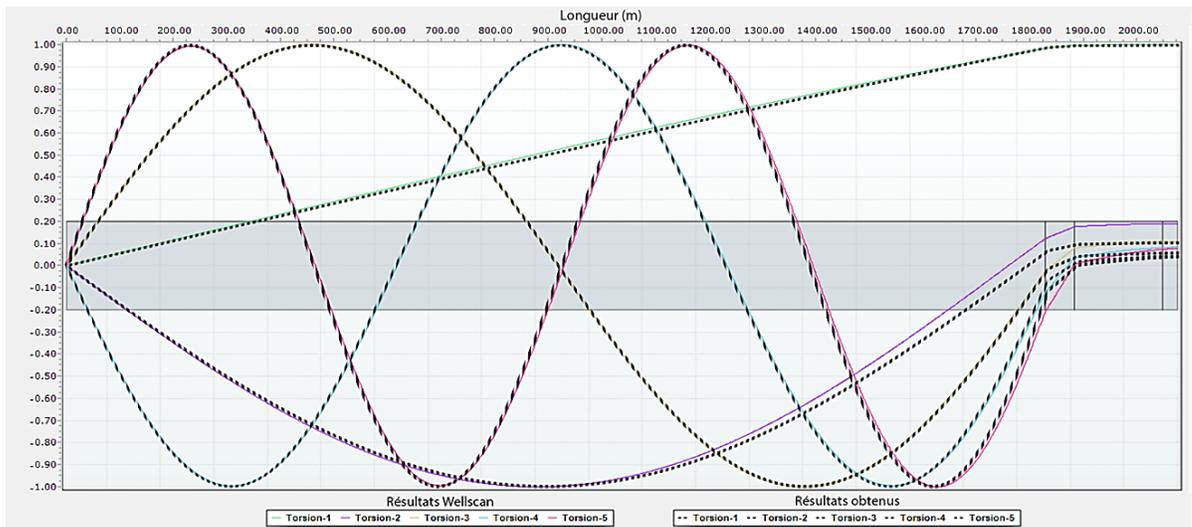


Figure 4-10 Comparaison des déformées modales obtenues et ceux du logiciel *WellScan* du cas réel

On remarque toujours que les déformées modales du cas d'étude et du cas réel ont des allures semblables avec une légère différence. Les BHAs sont toujours plus rigide que celles considérés par *WellScan*.

4.5 Conclusion

L'étude modale est une étape importante dans l'avancement de notre travail. Le système est considéré en évolution libre avec une réponse sinusoïdale, afin de pouvoir résoudre l'équation caractéristique du système. Deux cas ont été considérés, l'un est hypothétique et l'autre réel. Les fréquences propres calculées par l'algorithme élaboré présentent une erreur relative ne dépassant pas les 3% 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 du BHA. L'analyse modale nous a permis une première validation de nos résultats et nous reconforte dans la continuité du travail.

Chapitre 5

Analyse dynamique

Dans ce chapitre, nous envisageons étudier la dynamique de la garniture de forage pendant l'opération de forage c'ad que la garniture sera soumise, en plus de l'excitation de la table de rotation (ou top drive), aux interactions du puits avec la garniture et aux interactions visqueuses de la boue.

Le système dynamique est un système d'équations différentielles couplées de 2^{eme} 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 direct peuvent être utilisées. Cependant pour les systèmes dynamiques non linéaires, les méthodes d'intégration directe sont généralement les plus recommandées.

5.1 Interactions de la garniture-puit par le modèle « Soft »

Le modèle « Soft » a été développé afin de prédire les frottements et le couple résistant résultant lors des révolutions de la garniture à l'intérieur du puits lors de l'opération de forage. Ces interactions agissent au sens inverse de la rotation de la garniture et causent des contraintes additives et influencent donc sur le comportement de cette dernière à l'intérieur du puits. Ces contraintes réduisent le couple de rotation issu du système Top Drive et qui arrive à l'outil afin de la faire tourner, donc une augmentation du temps de forage.

Ce modèle suppose un contact continu de la garniture avec les parois du puits dans les parties inclinées car la garniture est supposée soumise à son poids, alors que dans les parties verticales il est supposé que la garniture soit dans le centre du trou du puits, et par conséquent pas de contact avec les parois. Ces suppositions approchent la réalité mais ne décrivent pas les contacts réels au sein du puit car la garniture est rigide et se comporte autant. Le flambement de celle-ci entraîne des contacts non continus avec les parois tel que montré sur la Figure 5-1.

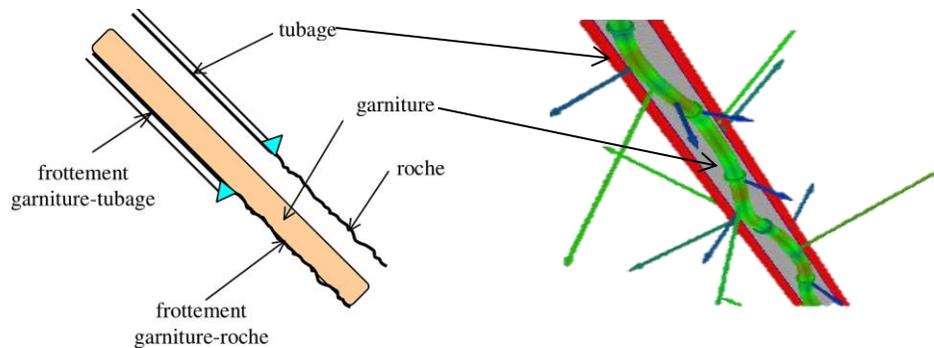


Figure 5-1 Modèle Soft et modèle Stiff

A partir de ce modèle on détermine les forces de contact des parois avec la garniture, ces forces sont des forces externes au système (la garniture), elles servent à déterminer la forme du puits définissant ainsi le système d'équations à résoudre.

Si on insert la même garniture de forage dans deux puits différents, un vertical et l'autre dévié (avec inclinaison et azimuth variables), ce sera le même système avec des forces de frottements différentes, donc les variations dans la trajectoire des puits se manifestent sous la forme des forces de contact entre la garniture et les parois. Ces forces augmentent si la trajectoire est complexe, elles sont maximales dans les parties où se trouvent les courbures.

Les forces auxquelles est soumise la garniture sont montrées sur la Figure 5-2. [12]

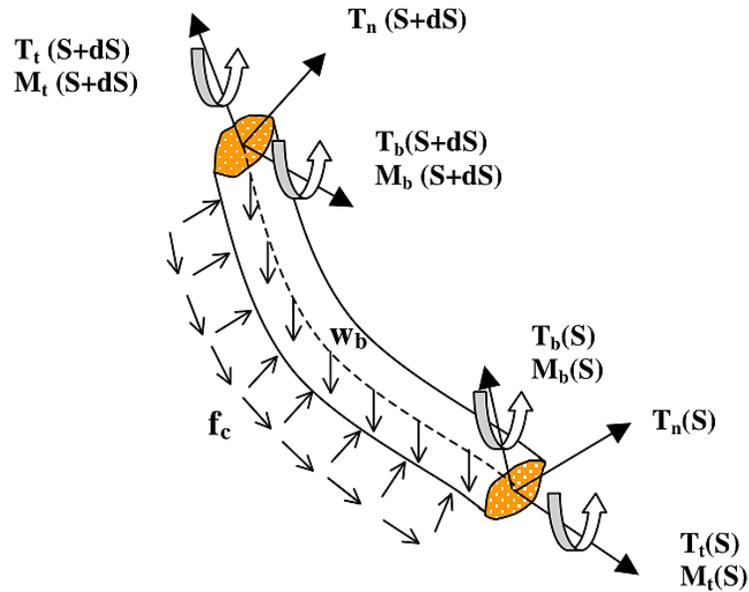


Figure 5-2 Tronçon de la garniture soumis aux actions extérieures

5.1.1 Calcul du couple résistant [13]

Le couple résistant se compose de plusieurs couples et il prend la forme de l'équation suivante :

$$T_i = T_{sfi} + T_{vis_i} + T_{bit} \quad (5-1)$$

Où T_{sfi} est le couple dû aux forces latérales dans chaque nœud, T_{vis_i} et le couple dû aux forces visqueuses, alors que T_{bit} correspond au couple au niveau de l'outil.

5.1.1.1 Force effective F_e

Cette force regroupe plusieurs forces, elle se calcule en itération avec les forces qu'elle constitue car ces mêmes forces dépendent d'elle dans des nœuds supérieurs. Son expression mathématique :

$$F_{e_i} = F_{air} + FD_i - W_{ob} \quad (5-2)$$

Avec F_{air} le poids à sec dans l'air, FD la force du frottement et W_{ob} le poids appliqué sur l'outil.

5.1.1.2 Force du frottement FD

Cette force est composée de plusieurs forces, les forces de frottement dû aux pertes de pression, les forces de frottement visqueuses ainsi que les forces de frottement dû aux forces latérales, elle se calcule à partir de la relation

$$FD_i = FD_{sf_i} \quad (5-3)$$

5.1.1.3 Force latérale dû à la tension F_{tens}

Elle représente les forces latérales dû à la tension entre les tiges, elle se calcul suivant l'algorithme :

1. Supposer $F_{tens_n} = 0$ et $i = n$ avec n le nombre de nœuds.
2. Calculer la force pour le nœud i :

$$BF = \frac{7.85 - MW}{7.85}$$

$$W_e = W_{air} BF \left(\frac{MD_{i+1} - MD_i}{1000} \right)$$

$$F_{tens_i} = \sqrt{\left[F_{e_{i+1}} (Az_{i+1} - Az_i) \frac{\pi}{180} \sin \left(\frac{Inc_i + Inc_{i-1}}{2} \right) \right]^2 + \left[F_{e_{i+1}} (Inc_{i+1} - Inc_i) \frac{\pi}{180} - W_{e_{i+1}} \sin d \left(\frac{Inc_i + Inc_{i+1}}{2} \right) \right]^2} \quad (5-4)$$

3. Répéter la deuxième étape jusqu'à $i = 0$.

NB : i décroît car on calcul du bas en haut.

Avec BF facteur de flottabilité, MW le poids de la boue en kg/l , W_e poids du segment $i + 1$ dans la boue, F_e tension effective, Inc inclinaison en degrés, Azi l'azimut en degrés, MD la profondeur en m .

5.1.1.4 Force latérale dû au flambement F_{buck}

Représente les forces latérales qui sont dû aux déformations résultantes du flambement de la garniture à l'intérieur du puits. Ces forces dépendent de la forme du flambement sinusoïdal ou hélicoïdal. Elles peuvent être calculés en suivant l'algorithme :

1. Supposer $F_{buck_n} = 0$ et $i = n$ avec n le nombre de nœuds.
2. Calculer l'inclinaison critique :

$$\theta_i = \sin^{-1} \left[r_i \left(\frac{1.94}{2} \right)^2 \left(\frac{0.056 W b_i}{E_i I_{joint_i}} \right)^{1/3} \right] \quad (5-5)$$

3. Calculer les forces dû au flambement
 - 3.1. Si $Inc_i < \theta_i$

$$F_{s_i} = -\frac{1.94}{2204.623} [E_i I_{joint_i} (0.056 W b_i)^2]^{1/3} \quad (5-6)$$

$$F_{h_i} = \sqrt{2} F_{s_i} \quad (5-7)$$

Si $Inc_i \geq \theta_i$

$$F_{s_i} = -\frac{2}{2204.623} \sqrt{\frac{E_i I_{joint_i} 0.056 W b_i \sin d(I_i)}{r_i}} \quad (5-8)$$

$$F_{h_i} = \sqrt{2} F_{s_i}$$

4. Pour les deux cas :

Si $F_{e_i} > F_{s_i}$ alors pas de flambement sinusoïdal.

$$SF_{buck} = 0 \quad (5-9)$$

Si $F_{s_i} \geq F_{e_i} \geq F_{h_i}$ alors le flambement est sinusoïdal.

$$SF_{buck} = 0 \quad (5-10)$$

Si $F_{e_i} \leq F_{h_i}$ alors le flambement est hélicoïdal.

$$SF_{buck} = 0.0178 \frac{r_i (2204.623 F_{e_{i+1}})^2}{4 E_i I_{joint_i}} \quad (5-11)$$

5.1.1.5 Le poids à sec F_{air}

Il se calcule suivant l'algorithme suivant :

1. Supposer que $F_{air_n} = 0$ et $i = n$ avec n le nombre des nœuds.
2. Calculer la différence :

$$\Delta F_{air_i} = 10^{-3} (MD_{i-1} - MD_i) W_{air} \cos\left(\frac{Inc_{i+1} + Inc_i}{2}\right) \quad (5-12)$$

3. Calculer dans le nœud correspondant :

$$F_{air_i} = \Delta F_{air_i} + F_{air_{i-1}} \quad (5-13)$$

NB : i décroît car on calcul du bas en haut.

5.1.1.6 Couple dû aux forces latérales T_{sf} référence

Il se calcul du nœud situé au fond jusqu'en haut en suivant l'algorithme suivant :

1. Supposer $T_{f_{sn}} = 0$, $i = n$ avec n nombre de nœuds.
2. Calculer la différence :

$$\Delta T_{sf_i} = 2204.623 \times (F_{tens_i} + F_{buck_i}) |\mu_i| \frac{OD_{tj_i}}{24} \quad (5-14)$$

3. Calculer le couple dans le nœud i :

$$T_{sf_i} = \Delta T_{sf_i} + T_{sf_{i+1}} \quad (5-15)$$

4. Répéter l'étape 2 et 3 jusqu'à $i = 1$.

NB : i décroît car on calcul du bas en haut.

Avec F_{tens} représente la force latérale dû à la tension alors que F_{buck} est la force latérale du au flambement s'il existe.

5.1.1.7 Couple dû aux forces visqueuses T_{vis}

Ce couple est calculé en suivant l'algorithme :

1. Supposer $T_{vis_n} = 0$ et $i = n$ avec n le nombre de nœuds.

2. Calculer :

$$\begin{cases} SR_{p_i} = \frac{4 \pi RPM}{60 OD_{p_i}^2 \left(\frac{1}{OD_{p_i}^2} - \frac{1}{OH_i^2} \right)} \\ SR_{tj_i} = \frac{4 * \pi * RPM}{60 OD_{tj_i}^2 \left(\frac{1}{OD_{tj_i}^2} - \frac{1}{OH_i^2} \right)} \\ \begin{cases} \tau_{p_i} = YP_i + \frac{\mu_{p_i} SR_{p_i}}{479} \\ \tau_{tj_i} = YP_i + \frac{\mu_{tj_i} SR_{tj_i}}{479} \end{cases} \end{cases}$$

3. Calculer les différences :

$$\begin{cases} \Delta T_{vis_{p_i}} = 3.28083 \frac{\tau_{p_i} 2\pi (MD_{i+1} - MD_i) \left(\frac{OD_{p_i}}{24} \right)^2}{100} \\ \Delta T_{vis_{tj_i}} = 3.28083 \frac{\tau_{tj_i} 2\pi (MD_{i+1} - MD_i) \left(\frac{OD_{tj_i}}{24} \right)^2}{100} \end{cases} \quad (5-16)$$

$$\Delta T_{vis} = \Delta T_{vis_{p_i}} + \Delta T_{vis_{tj_i}} \quad (5-17)$$

4. Calculer le couple pour le nœud suivant :

$$T_{vis_i} = \Delta T_{vis_i} + T_{vis_{i+1}} \quad (5-18)$$

NB : i décroît car on calcul du bas en haut.

Les deux couples résultants, dus aux forces latérales et dus aux forces visqueuses, vont être incorporé dans un modèle d'interaction tige-parois parmi ceux cités dans le chapitre 3. Le couple calculé représente le couple statique en relation avec le couple dynamique par le biais d'un rapport reliant les deux.

5.1.2 Calcul de la trajectoire

La trajectoire du puits représente le chemin à suivre lors du forage ainsi que la forme du trou après forage (après cimentation et tubage). Cette trajectoire est définie par des points qui lient l'inclinaison à l'azimut et à la profondeur. Donc le calcul sert à interpoler l'inclinaison et l'azimut dans chaque nœud afin que les calculs des forces de frottement et de contact par le modèle « Soft » puissent être complétés [14] [15]. A cet effet un tableau récapitulatif de la trajectoire d'un puits est présenté ci-dessous :

Tableau 5-1 Récapitulatif d'une trajectoire

Profondeur (m)	Inclinaison (°)	Azimut (°)
0	0	0
1000	0	0
1500	20	0
2000	30	5

Une interpolation doit être proche à la trajectoire réelle envisagée par les ingénieurs lors de la planification et l'élaboration des plans de forage. Il existe plusieurs méthodes de calcul parmi lesquelles on cite la méthode de la courbure minimale. Un algorithme en langage *Matlab* pour interpoler les inclinaisons et les azimuts sur les nœuds désirés est effectué. Cet algorithme utilise une fonction d'ajustement de courbure. Les résultats obtenus sont en concordance avec ceux obtenus par le logiciel commercial *WellScan*.

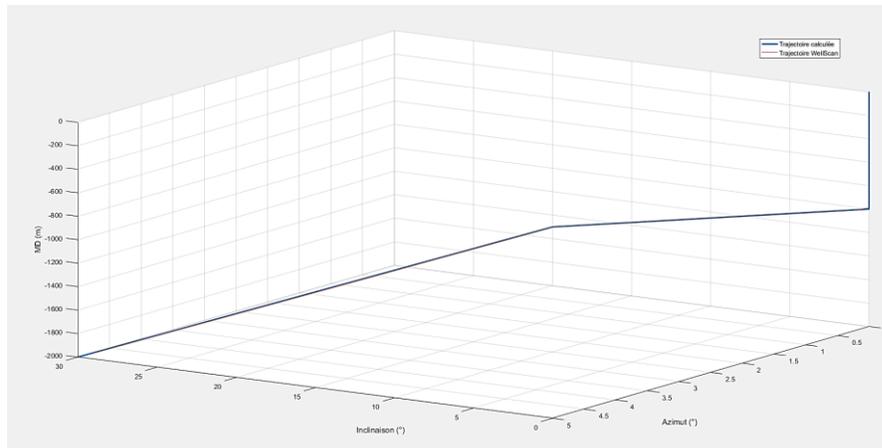


Figure 5-3 Comparaison entre la présente trajectoire et celle obtenue par WellScan

5.2 Résolution dynamique

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

$$M\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = T \quad (5-19)$$

Le système obtenu est un système discret d'équations qu'on doit intégrer dans le temps. Pour cela on choisit une discrétisation $\{i.dt, i \in \mathbb{N} \text{ et } dt: \text{increment temporel}\}$ de l'intervalle de l'étude $[0, t]$.

Deux classes de méthode peuvent être distinguées dans l'intégration pas à pas des équations d'équilibre, les méthodes d'intégration explicites et les méthodes d'intégration implicites.

La méthode d'intégration direct *Newmark* est largement utilisée dans la recherche de la dynamique structurelle et la dynamique non linéaire. C'est une méthode pratique applicable à des problèmes qui peuvent être extrêmement complexes. Elle converge raisonnablement quand le pas de temps est suffisamment petit par rapport aux périodes impliquées (périodes propres du système).

5.2.1 Méthode de résolution

La méthode de *Newmark* permet la résolution numérique d'équations différentielles du second ordre. Elle convient, non seulement pour des systèmes différentiels linéaires, mais aussi pour des systèmes fortement non-linéaires.

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 $t - dt$. 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 :

$$\theta_t = \theta_{t-dt} + dt \dot{\theta}_{t-dt} + \frac{dt^2}{2} [(1 - 2\beta)\ddot{\theta}_{t-dt} + 2\beta \ddot{\theta}_t] \quad (5-20)$$

$$\dot{\theta}_t = \dot{\theta}_{t-dt} + dt[(1 - \gamma)\ddot{\theta}_{t-dt} + \gamma \ddot{\theta}_t] \quad (5-21)$$

L'algorithme de la méthode de *Newmark* [10] pour les systèmes non linéaires est illustré sur la table ci-dessous

Cas spéciaux

- Méthode d'accélération moyenne ($\gamma = \frac{1}{2}, \beta = \frac{1}{4}$)
- Méthode d'accélération linéaire ($\gamma = \frac{1}{2}, \beta = \frac{1}{6}$)

1. Calcule initial

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

1.2. Sélectionner Δt

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

2. Calcul pour chaque incrément i

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

2.2. Déterminer K_i

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

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

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

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

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

3. Répétition pour l'incrément suivant. Remplacer i par $i + 1$ et implémenter les étapes 2.1 jusqu'à 2.6 pour l'étape suivante

Itération de Newton-Raphson modifiée

I. Initialiser les données

$$\theta_{i+1}^{(0)} = \theta_i \quad f_s^{(0)} = (f_s)_i \quad \Delta R^{(1)} = \Delta\hat{p}_i \quad \hat{K}_T = \hat{K}_i$$

2. Calculer pour chaque itération, $j = 1, 2, 3, \dots$

2.1. Résoudre : $\hat{K}_T \Delta \theta^{(j)} = \Delta R^{(j)} \Rightarrow \Delta \theta^{(j)}$

2.2. $\theta_{i+1}^{(j)} = \theta_{i+1}^{(j-1)} + \Delta \theta^{(j)}$

2.3. $\Delta f^{(j)} = f_s^{(j)} - f_s^{(j-1)} + (\hat{K}_T - K_i) \Delta \theta^{(j)}$

2.4. $\Delta R^{(j+1)} = \Delta R^{(j)} - \Delta f^{(j)}$

3. Remplacer j par $j + 1$ et répéter les étapes 2. 1 à 2. 4**5.2.1.1 Conditions de stabilité du schéma de NEWMARK**

La méthode de *Newmark* est utilisée de façon assez répandue dans le domaine de la mécanique, car elle permet de choisir l'ordre de l'intégration, d'introduire ou non l'amortissement numérique, et possède une très bonne précision. Elle est inconditionnellement stable si $\gamma > 0.5$ et $\beta > \frac{(2\gamma+1)^2}{4}$

On introduit un amortissement numérique positif si $\gamma > \frac{1}{2}$ et négatif si $\gamma < \frac{1}{2}$

Lorsque $\gamma = \frac{1}{2}$ et $\beta = 0$, la formule de NEWMARK se réduit au schéma des différences centrées. C'est donc un schéma explicite.

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

Tableau 5-2 Les coefficients des méthodes numériques

NOM DE LA METHODE	γ	β	PROPRIETES
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

5.2.1.2 Amortissement numérique des schémas implicites référence

L'avantage numérique des schémas d'intégration implicite directs réside dans le fait que le pas de temps peut être substantiellement grand par rapport à la plus petite période propre du système sans risque de causer une instabilité des résultats.

Pour des modes de période propre de l'ordre du pas de temps ou inférieure au pas de temps, les algorithmes d'intégration introduisent un fort amortissement qui contribue à effacer la contribution des modes élevés.

Il n'y a pas d'amortissement numérique dans le cas particulier de l'algorithme de *Newmark* avec $\beta = \frac{1}{4}$ et $\gamma = \frac{1}{2}$.

En revanche, les algorithmes implicites ont un effet sensible d'allongement des périodes de la réponse de la structure. On constate que pour garantir une bonne précision sur l'amplitude et la phase des déplacements calculés, il faut respecter un critère voisin de :

$$\Delta t < \frac{1}{10 \times F_{max}} \text{ à } \frac{1}{100 \times F_{max}} \quad (5-22)$$

Où F_{max} est la plus haute fréquence du mouvement que l'on souhaite capturer.

Dans la suite nous allons travailler avec la méthode d'accélération moyenne, qui est une méthode implicite inconditionnellement stable, et son incrément temporel dt peut être 100 à 1000 fois plus grand que celui d'une méthode explicite.

5.2.2 Système dynamique

Donc finalement, on aura un système d'équations aux dérivées ordinaires avec excitation non-linéaire. Le système prend la forme suivante :

$$M\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = S_{bit}T_{bit}(\dot{\theta}) + S_wT_w(\dot{\theta}) + S_{td}T_{td} \quad (5-23)$$

Avec θ , $\dot{\theta}$ et $\ddot{\theta}$ sont les déplacements, vitesses et accélération, respectivement avec $\theta \in \mathbb{R}^n$ où n est le nombre de nœuds ; M , C et K sont les matrices de masse, amortissement et de rigidité, respectivement. $S_{bit} \in \mathbb{R}^{n \times 1}$, $S_w \in \mathbb{R}^{n \times 1}$, $S_{td} \in \mathbb{R}^{n \times 1}$, représentent les directions des interactions pour l'outil, les parois et le couple issu du top drive. Les nœuds sont choisis de telle façon à ce que le dernier nœud décrit la rotation de l'outil. T_{bit} , T_w et T_{td} représentent le couple sur l'outil, le couple des interactions avec les parois et le couple issu du top drive. [6]

Un diagramme du déroulement de la résolution est présenté sur la figure suivante :

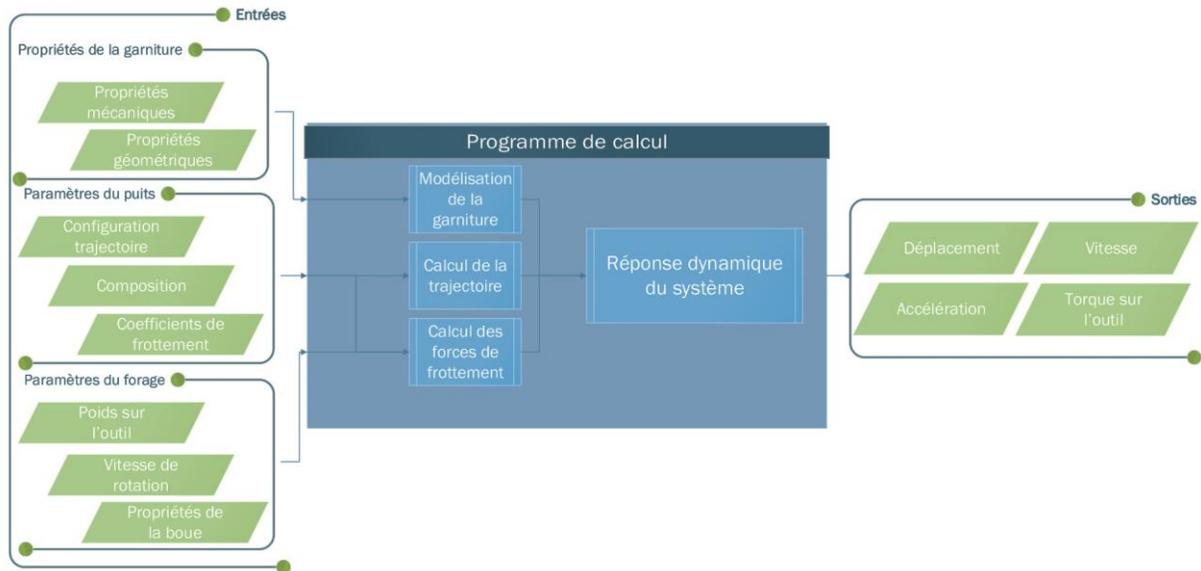


Figure 5-4 Diagramme du programme de calcul

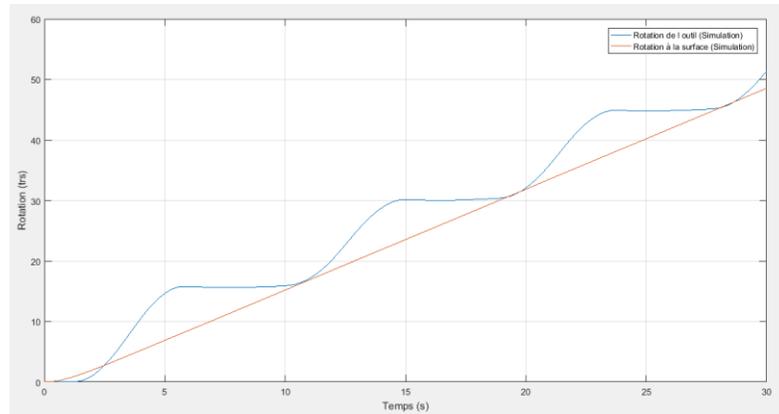
5.3 Résultats et discussion

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'ad 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.

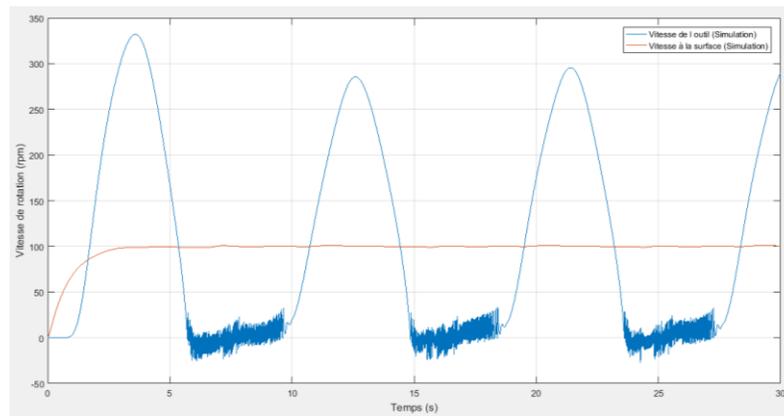
5.3.1 Cas d'étude

Afin de valider les résultats obtenus par le présent algorithme. Une simulation de la garniture de forage (Tableau 4-1) mentionnée précédemment dans le cas d'étude de la partie d'analyse modale, est effectuée. Les données nécessaires à la simulation sont montrées sur le diagramme de la Figure 5-4.

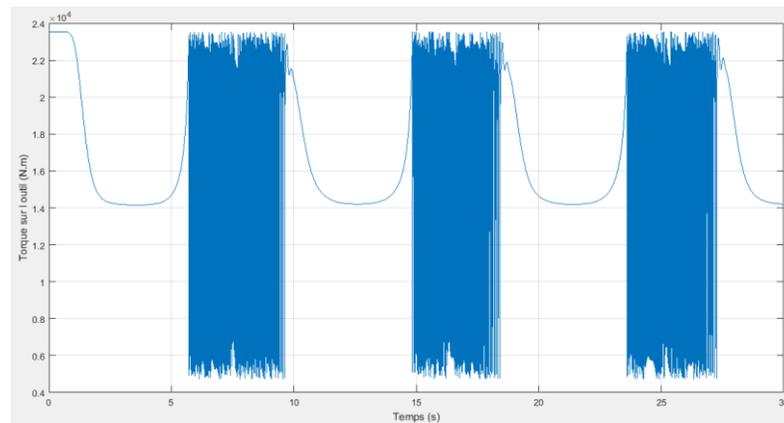
Les paramètres de forage en termes de vitesse de rotation et de poids sur l'outil sont introduits. Dans ce cas précis on prend une vitesse de rotation à la surface de 100 RPM et un poids sur l'outil (WOB) de 20 tonnes . Les résultats obtenus par le biais de notre programme sont illustrés sur les figures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



(a)



(b)



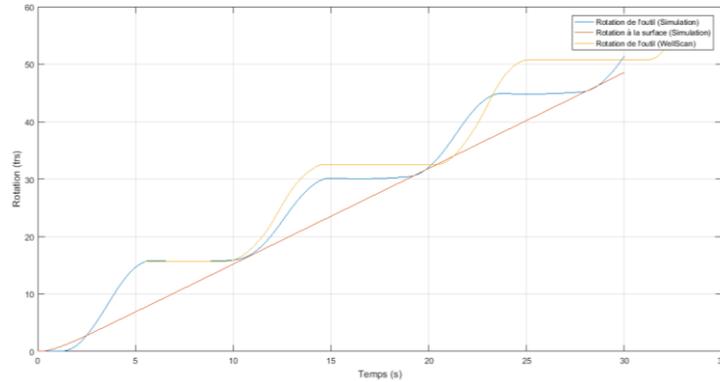
(c)

Figure 5-5 Simulation des rotations (a) des vitesses à l'outil et à la surface (b) ainsi que le torque sur l'outil (c) pour le cas d'étude

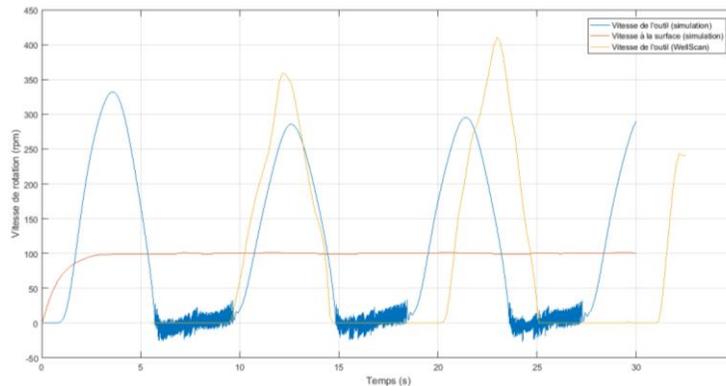
On remarque que la rotation à la surface évolue linéairement car la vitesse de rotation du Top Drive est constante à 100RPM, alors que la rotation de l'outil prend la forme d'une fonction

échelon. 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 330RPM. Le torque diminue jusqu'à sa valeur dynamique qui est approximativement 14000N.m. Après 15 révolutions, l'outil entre dans une 'phase Stick' qui dure environ 4s pendant laquelle la vitesse est nulle et la rotation est constante. Quant au torque, il augmente et approche sa valeur statique de 24000N.m. Le cycle de 'Stick-Slip' se répète et donne lieu à une forme échelon à la rotation, et une forme périodique à la vitesse. La première 'phase Slip' décrit le régime transitoire, ce qui explique la différence dans les vitesses maximales entre celle de la première et les autres. Les fluctuations de la vitesse et du torque au niveau de l'outil durant la 'phase Stick' sont dues au modèle qui tient compte de toutes les fréquences propres lors de la résolution. On montre dans la littérature que l'aboutissement à un modèle réduit peut éliminer en partie ces fluctuations [3].

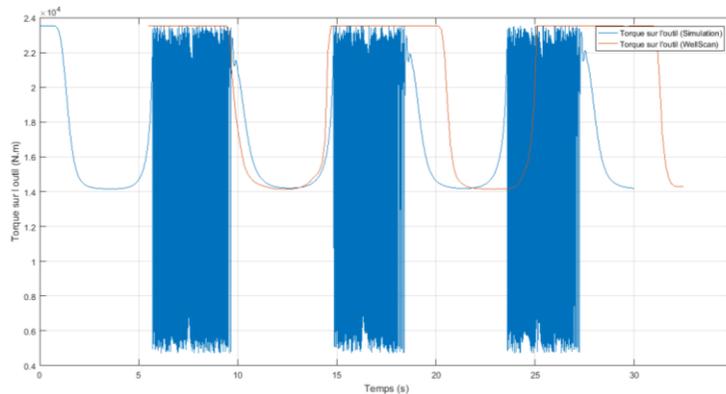
Dans ce qui suit, nous procédons à une étude comparative entre les résultats obtenus par le présent algorithme et ceux obtenus le logiciel commercial *WellScan*.



(a)



(b)



(c)

Figure 5-6 Comparaison du présent modèle et celui de WellScan pour la rotation (a), la vitesse de l'outil (b) et le torque sur l'outil (c) pour le cas d'étude

Le logiciel *WellScan* donne uniquement le régime permanent alors que notre algorithme les deux régimes transitoire et permanent. En conséquence on compare à partir de la 6^{ème} seconde qui marque le début du régime permanent de la présente simulation. On observe que les deux modèles ont la même allure avec des différences en amplitude et en 'phases Slip'. En

termes d'amplitude le code de calcul *WellScan* donne des amplitudes nettement supérieures avec une durée des 'phases stick' comparativement acceptable comparé à la nôtre. Ceci engendre un déphasage des courbes. Ces différences se manifestent aussi dans les courbes de torque sur l'outil. Nous soupçonnons que le logiciel utilise un modèle réduit ce qui justifie la non-présence des fluctuations du modèle *WellScan*.

5.3.2 Cas réel

Pour le cas d'une validation sur un cas réel, les données d'un puits vertical sont utilisées. Les enregistrements donnent lieu à une valeur du torque statique moyenne proche de $23000N.m$, torque dynamique moyen approximatif de $15000N.m$, et une vitesse de rotation du Top Drive de $170RPM$. Les résultats obtenus par simulation numérique par le présent modèle et celui du *DrillScan* sont présentés sur les Figure 5-7, Figure 5-9:

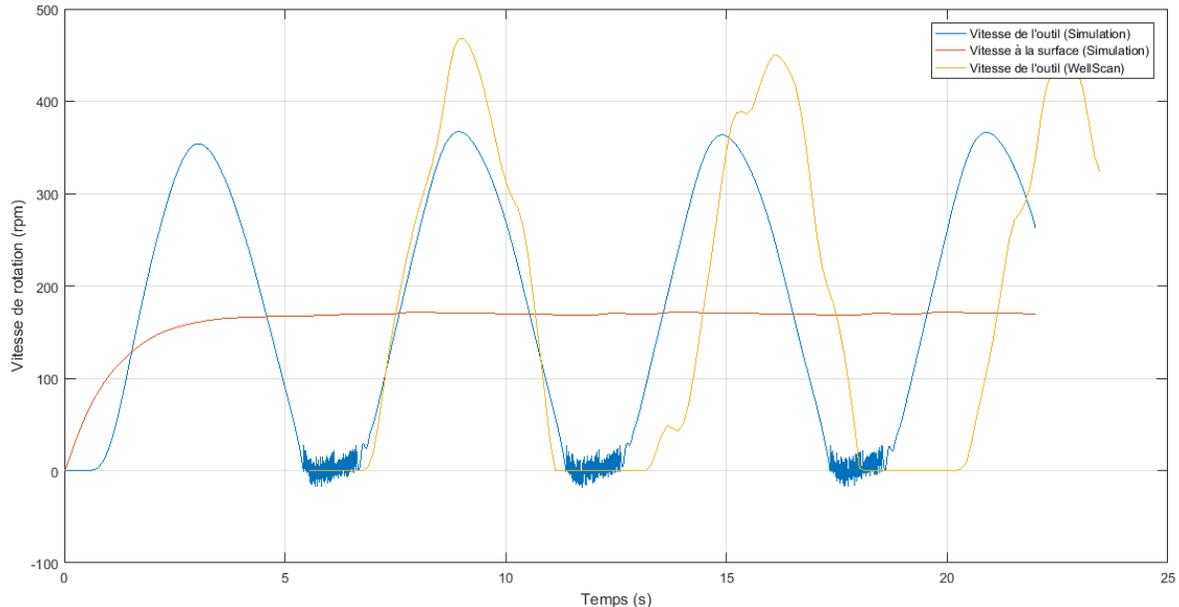


Figure 5-7 Vitesse de rotation de l'outil des deux modèles

On note que le présent modèle est toujours conservatif que le modèle *WellScan*. A titre indicatif, lors des 'phases Slip' le présent modèle donne une vitesse de rotation de l'outil de $360RPM$ contre $470RPM$ pour celle de *WellScan*. Les durées des 'phases Stick' estimées par le présent modèle sont de l'ordre de $1.5s$ environ. Cette valeur est inférieure à celle donnée par le logiciel *WellScan* qui est de $3s$. Cette différence induit un déphasage des deux courbes. Quant à la durée de la 'phase Slip', elle est pratiquement la même pour les deux modèles, soit $4.5s$.

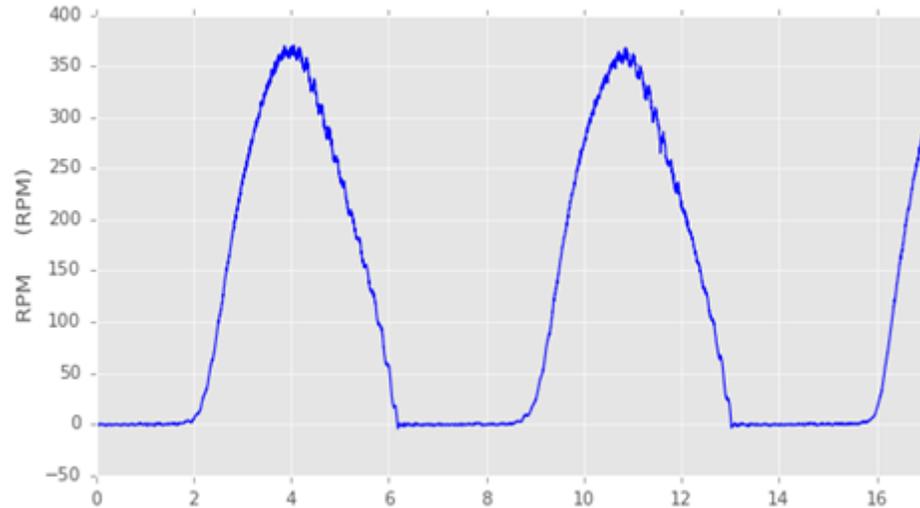


Figure 5-8 Enregistrement réel de la vitesse de rotation de l'outil

L'enregistrement exposé sur la figure ci-dessus, représente une succession de 'Stick-Slip' caractérisé par une vitesse maximale de $360RPM$, les 'phases Slip' ont une durée de 4s, alors que les 'phases Stick' durent que 3s, donc la période des 'Stick-Slips' dure 7s.

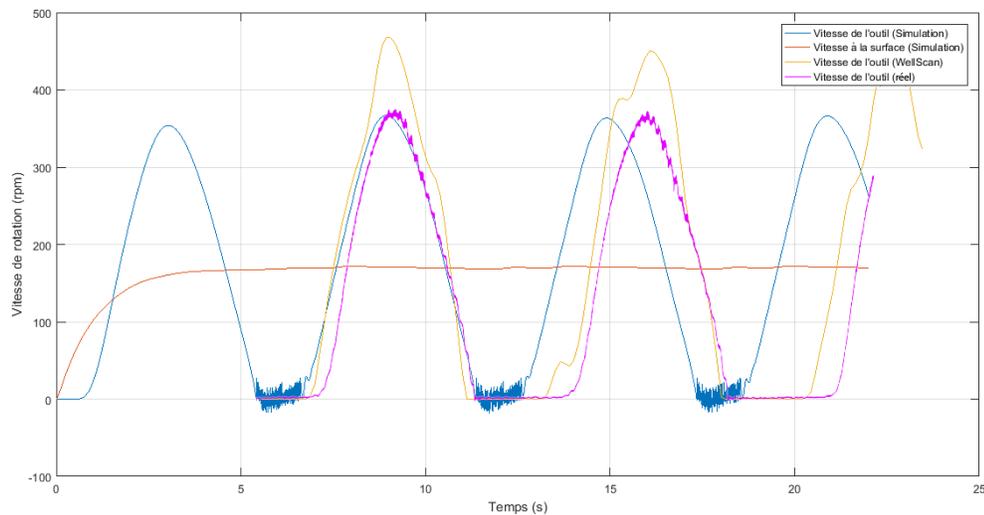


Figure 5-9 Comparaison de la vitesse de rotation des deux modèles à l'expérimentale

On observe encore une fois que les résultats du présent modèle sont plus conservatifs et s'approchent encore plus de l'expérimental. Quant à la 'phase Stick', on note une différence entre le présent modèle et l'expérimentaux. Nous pensons qu'un modèle réduit peut améliorer le temps de la 'phase Stck'.

Comportement de la garniture de forage en tout point

L'un des avantages de la méthode des éléments finis, c'est qu'elle nous permet d'avoir les informations sur la vitesse, le déplacement et l'accélération en chaque point de la garniture de forage. Pour avoir un aperçu sur l'évolution de la vitesse de rotation dans la tige, une simulation temporelle sur une garniture de forage de 3400m de longueur qui fore un puit vertical avec une vitesse de rotation à la surface de 100 rpm est entreprise. Les résultats obtenus sont présentés sur la Figure 5-10.

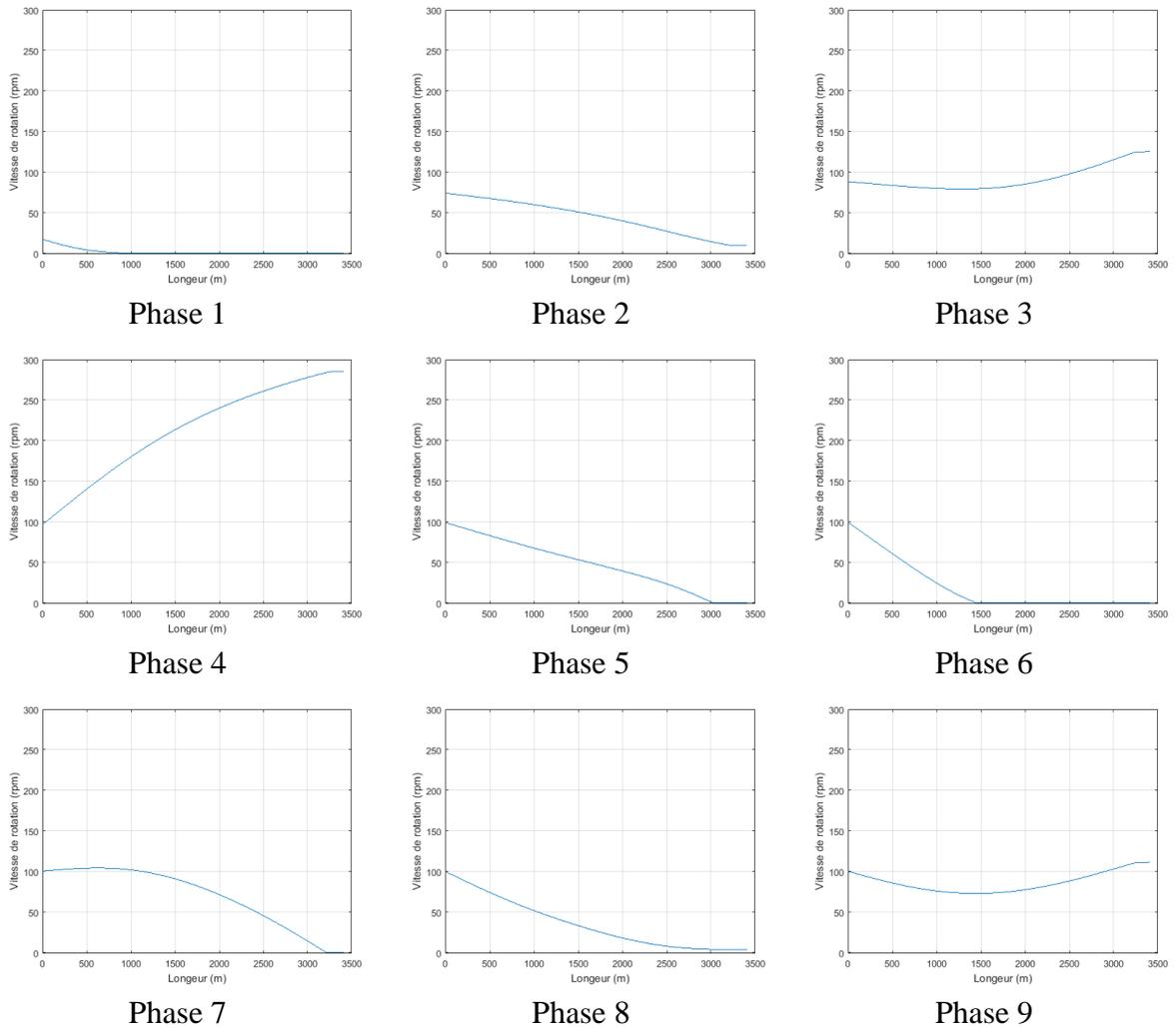


Figure 5-10 Simulation de la vitesse tout au long de la tige

Phase 1 : La vitesse de rotation à la surface augmente graduellement jusqu'à atteindre la vitesse désirée. Le long de la garniture la vitesse augmente progressivement de haut en bas (du Top Drive jusqu'à l'outil).

Phase 2 : La vitesse continue son évolution le long de la garniture jusqu' à atteindre l'outil qui était en 'phase Stick' à cause du torque statique, avec une augmentation de l'énergie potentielle de la garniture due à la torsion de cette dernière.

Phase 3 : Le torque de la garniture excède le torque statique ce qui entraine un maintien de l'outil. Ce dernier se libère brusquement marquant le début de la 'phase Slip'.

Phase 4 : L'énergie cumulée dans la garniture de forage se transforme en vitesse de rotation et l'outil atteint des vitesses plus de trois fois la vitesse à la surface.

Phase 5 : Une fois l'énergie libérée, la vitesse de l'outil chute progressivement jusqu'à ce que le torque résistant atteinte la valeur du torque statique. L'outil donc entre dans une nouvelle 'phase Stick'.

Phase 6 : La 'phase Stick' engendre une onde qui annule les vitesses de rotation de la partie inferieur de la garniture.

Phase 7 : Cette onde se propage le long de la garniture, atteint le Top Drive qui tourne à une vitesse constante, et décroît vers l'outil créant ainsi la forme bombée illustrée sur la figure.

Phase 8 : La vague des vibrations torsionnelles continue sa décroissance vers l'outil qui est toujours en 'phase Stick'.

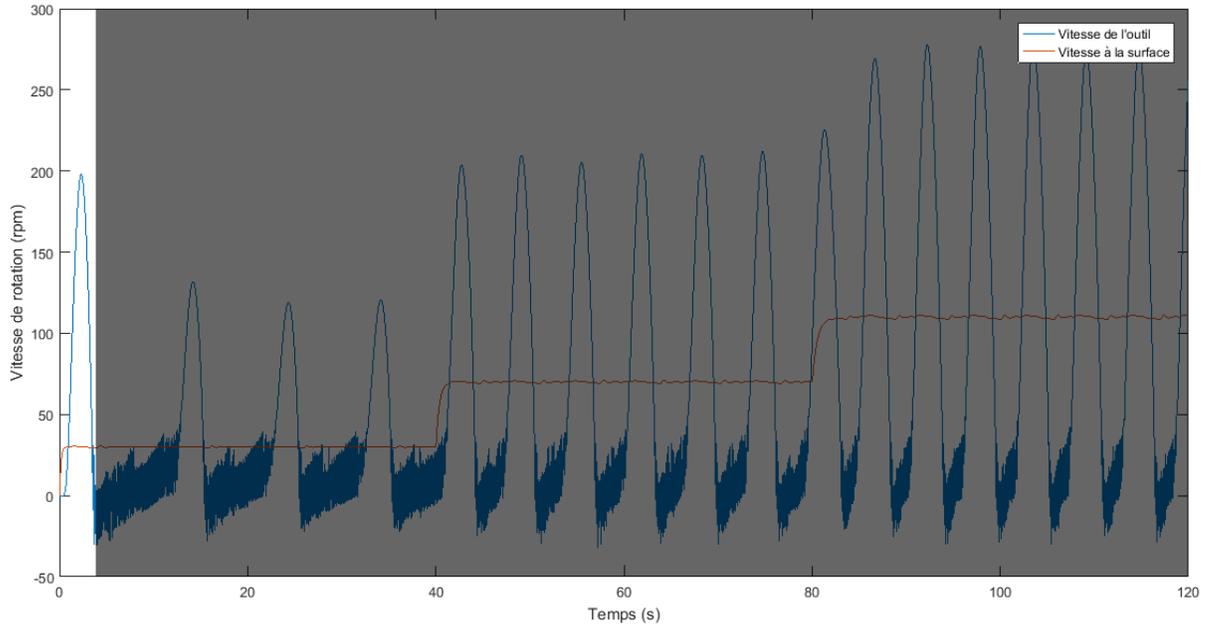
Phase 9 : La vague atteint l'outil et augmente son torque vainquant ainsi le torque statique qui maintenait l'outil. Ce dernier se libère et entre dans une nouvelle 'phase Slip'.

5.3.3 Etude paramétriques

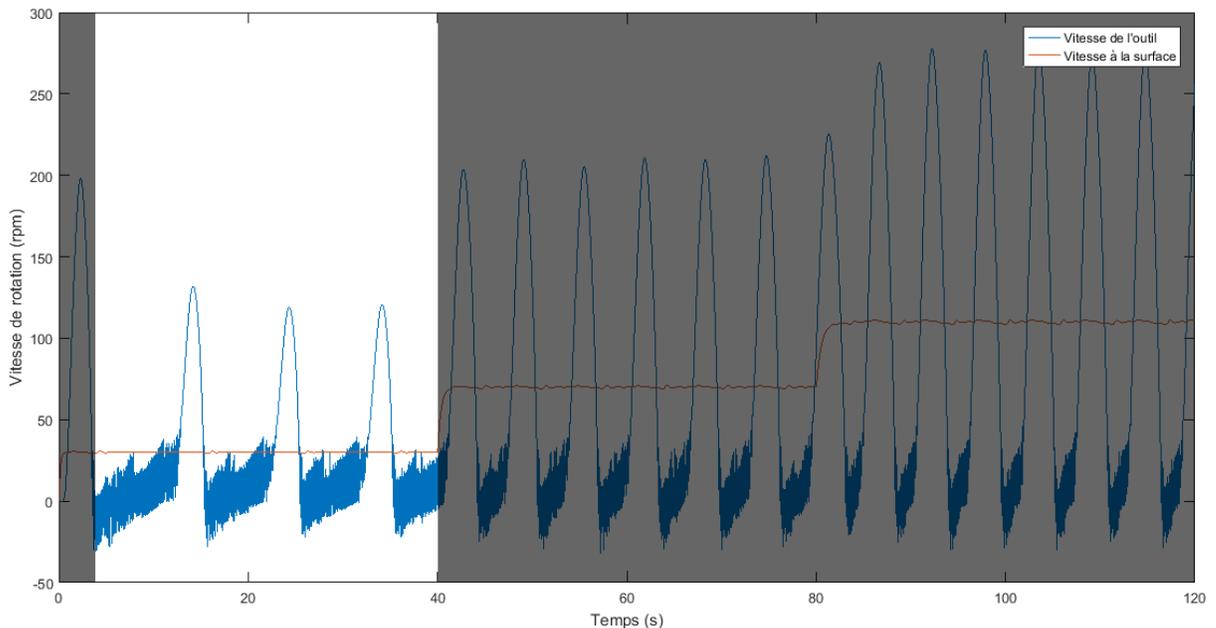
Afin d'étudier l'influence des différents paramètres sur le comportement de la garniture de forage, des simulations numériques sont effectués sur la base des recommandations opérationnelles immédiates contre le 'Stick-Slip' présentées dans [16] [17], celles-ci consistent à augmenter la vitesse de rotation de l'outil et/ou réduire le poids sur l'outil afin d'éliminer les vibrations de type 'Stick-Slip'. Ces simulations numériques vont certainement permettre l'efficacité du présent algorithme ainsi qu'en son adaptation à d'autres cas physiques. On a pris comme cas pratique une garniture de forage de 2000m de longueur avec un BHA identique au cas réel traité.

5.3.3.1 Effet de la vitesse de rotation

Afin de voir les effets de la variation de la vitesse, on procède à varier la vitesse de rotation du Top Drive de 30RPM à 110RPM à des intervalles de 40s. Le poids sur l'outil est fixé à une valeur de 20 tonnes.



Il est observé à partir de la Figure 5-11 que la première 'phase Slip', se manifeste lorsque la rotation atteint l'outil. Ceci se passe pendant un incrément de temps très court qui fait partie du régime transitoire.



La Figure 5-12 illustre le comportement de l'outil quand le Top Drive tourne à 30RPM. On remarque que la vitesse atteint une valeur de 125RPM lors de la 'phase Slip' qui dure 3s. Alors

que la 'phase Stick' dure 7s. On observe aussi que les trois 'phases Slip' apparaissent dans un intervalle de temps de 36s.

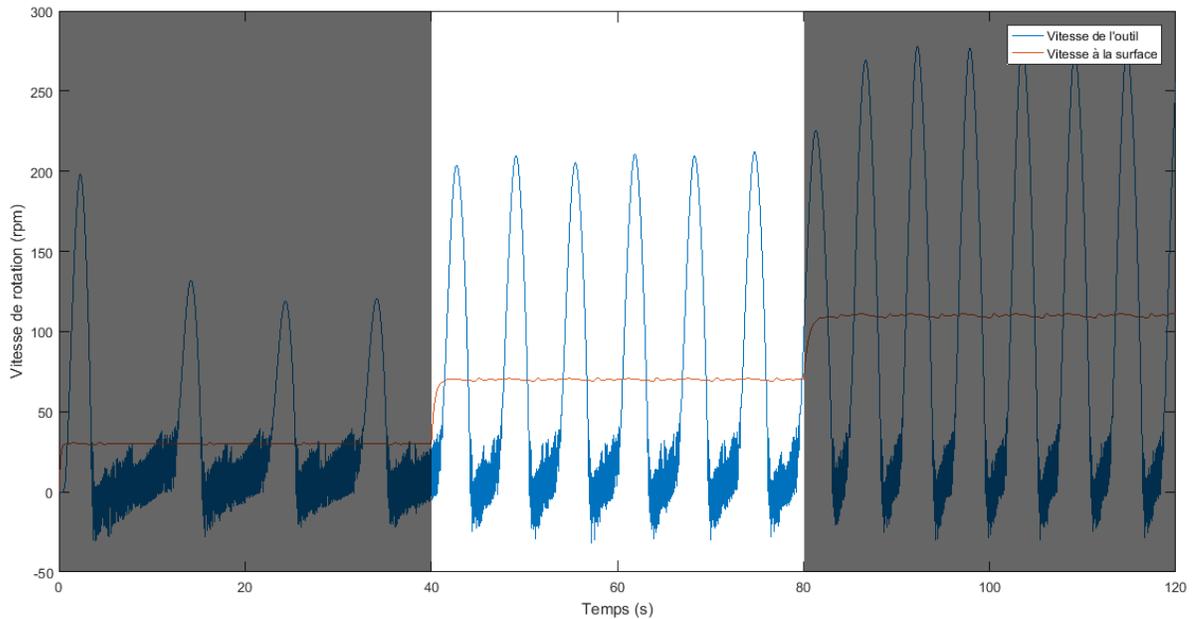


Figure 5-13 Vitesse à la surface 70RPM

En augmentant la vitesse de rotation du Top Drive jusqu'à 70RPM, le comportement de la garniture change et la vitesse de l'outil atteint des valeurs de 210RPM lors des 'phases Slip'. On remarque que la période diminue c'est-à-dire que les 'phases Stick' durent environ 3s, alors que les 'phases Slip' durent quant à elles 4s.

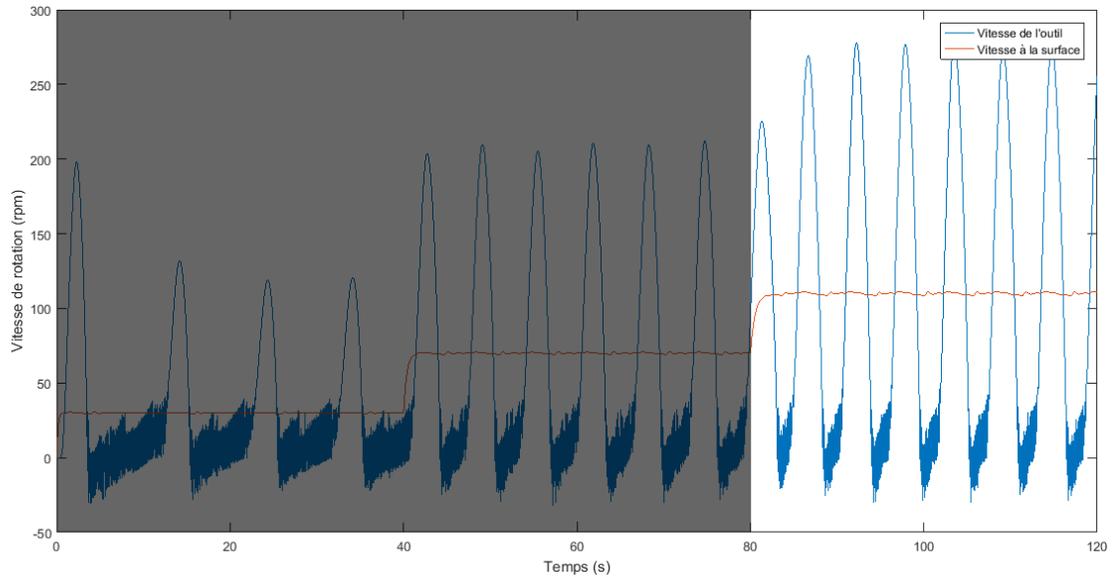


Figure 5-14 Vitesse à la surface 110RPM

Lorsque la vitesse de rotation du Top Drive atteint 110RPM, on remarque que la vitesse maximale des piques atteint une valeur de 278RPM, les ‘phases Stick’ durent 2s alors que les ‘phase Slip’ durent 3s. Il est observable que pour même intervalle de temps de 40 secondes le nombre de ‘phases Slip’ augmente avec la vitesse de rotation et passe de six à sept.

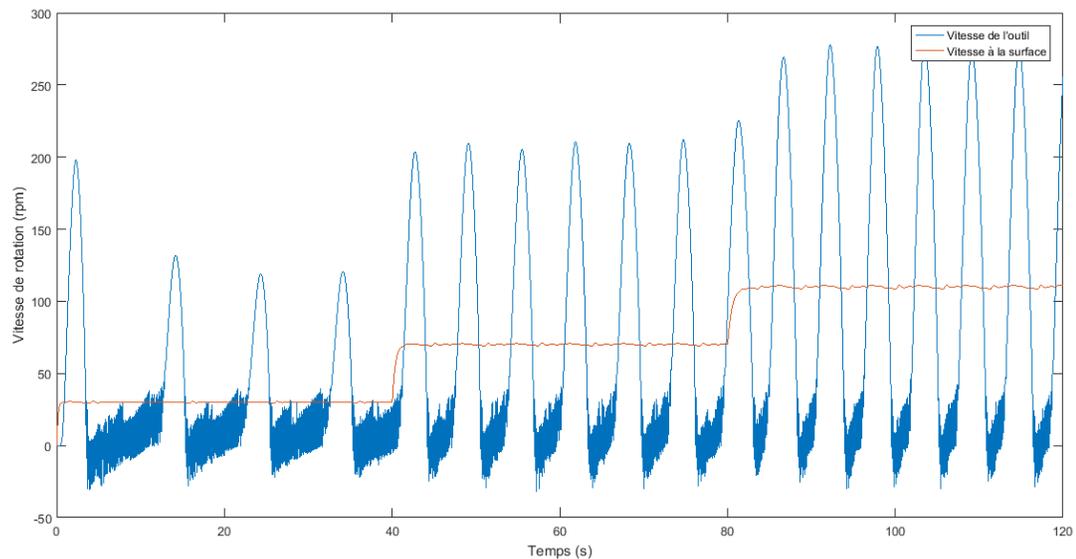


Figure 5-15 Variation de la vitesse de rotation à la surface

On observe en variant la vitesse de rotation du Top Drive, que les ‘Stick-Slips’ se manifestent plus lorsque la vitesse est élevée. A une vitesse de rotation de 110RPM à la surface, on note l’apparition de 7 ‘phases Stick’. Ce nombre des ‘phases Stick’ se réduit à 6 lorsque la

vitesse passe à $70RPM$ et pour une vitesse de $30RPM$ on note l'apparition de 3 'phases Slip' accompagnées par des 'phases Stick' qui durent $7s$.

En conclusion, le nombre de 'Stick-Slip' change suivant la vitesse de rotation à la surface. En augmentant cette dernière, l'amplitude des piques et le nombre des 'phases Slip' augmentent. Les durées des 'phases Stick' sont inversement proportionnelles à la vitesse de rotation à la surface.

5.3.3.2 Effet du poids sur l'outil

Afin d'analyser les effets du poids sur l'outil on procède à des simulations numériques en faisant varier le poids sur l'outils de $5tonnes$ à $20tonnes$ et on fixe la vitesse de rotation du Top Drive à $100RPM$.

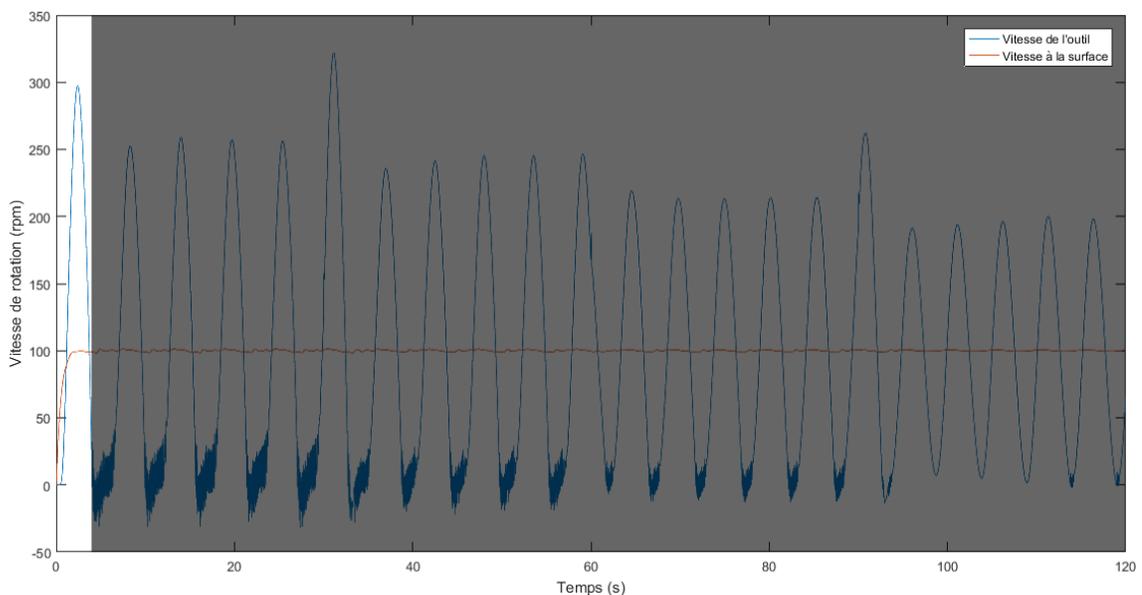


Figure 5-16 Régime transitoire

Il est noté à partir de la Figure 5-16 que l'outil commence sa rotation qu'après un incrément du temps qui est le début du régime transitoire.

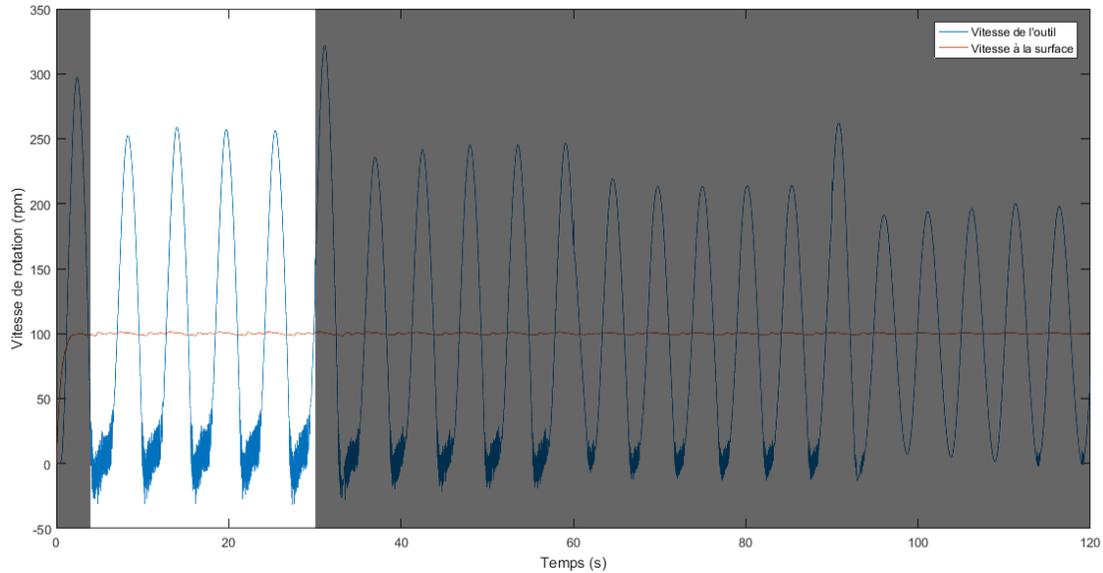


Figure 5-17 Poids sur l'outil 20tonnes

Après stabilisation du système, le système entame le régime permanent, où le poids sur l'outil est égal à 20 tonnes. On note des 'phases Stick' qui durent environ 2.5s. Alors que les 'phases Slip' durent 3.5s et atteignent une vitesse maximale d'environ 255RPM.

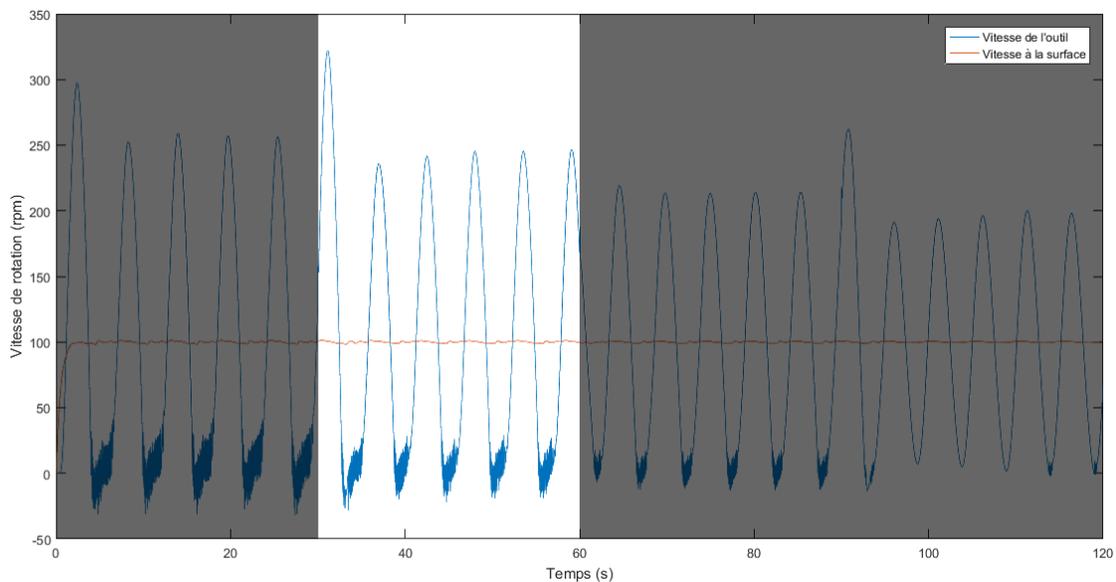


Figure 5-18 Poids sur l'outil 15tonnes

En variant le poids sur l'outil, on observe un l'apparition d'un pique plus élevé (315RPM) que les autres qui le suivent (240RPM). Ceci est dû au changement du poids lors de la libération de l'outil. La durée des 'phases Slip' est environ, celle des 'phases Slip' est autours de 2s.

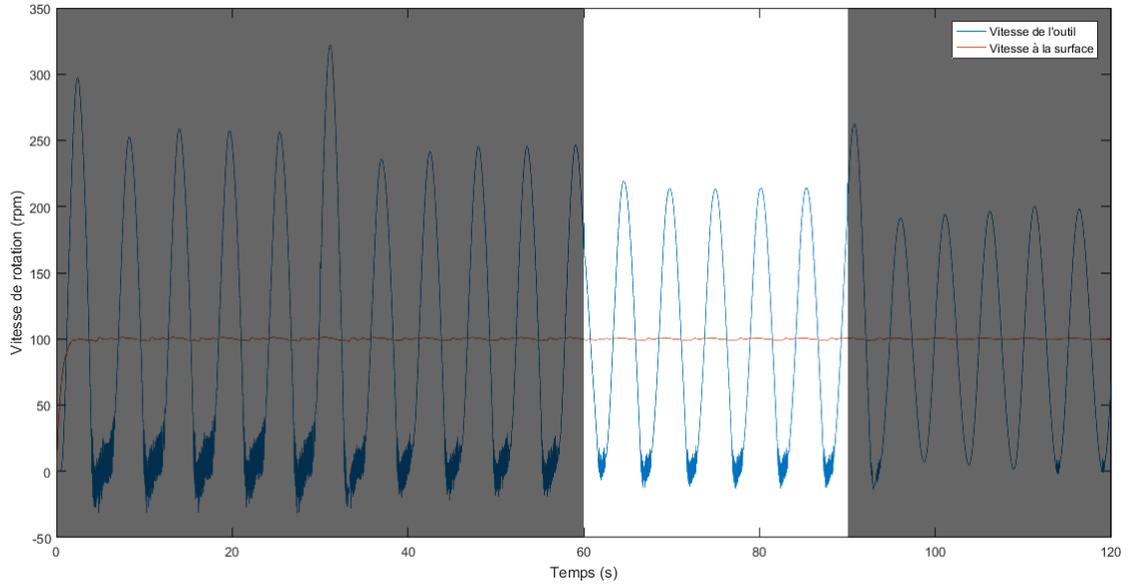


Figure 5-19 Poids sur l'outil 10tonnes

Pour un poids sur l'outil de 10tonne figure, les vitesses maximales lors des 'phases Slip' sont de l'ordre de 210RPM, et se situent dans l'intervalle de temps [60s-90s]. Les 'phases Slip' durent 4s tandis que les 'phases Stick' durent près d'une seconde et demi.

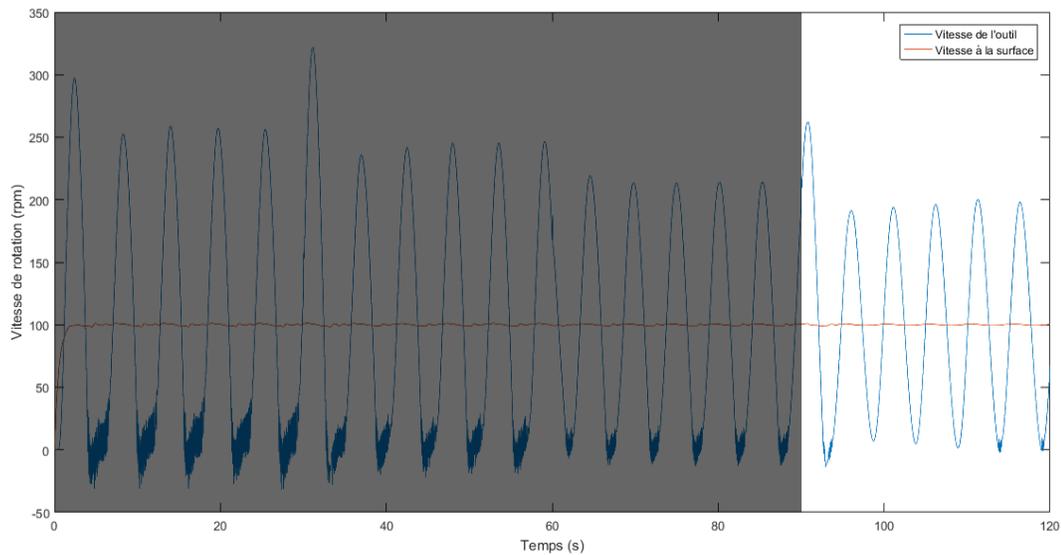


Figure 5-20 Poids sur l'outil 5tonnes

Le du passage d'un poids sur l'outil de 5tonnes confirme les observations précédentes, en effet on observe un pique avec une vitesse de 260RPM suivi par des piques de moindre amplitude de vitesse de rotation ne dépassant pas 200RPM. Il est aussi observé que les 'phases Stick' disparaissent avec un poids sur l'outil près de 5tonnes.

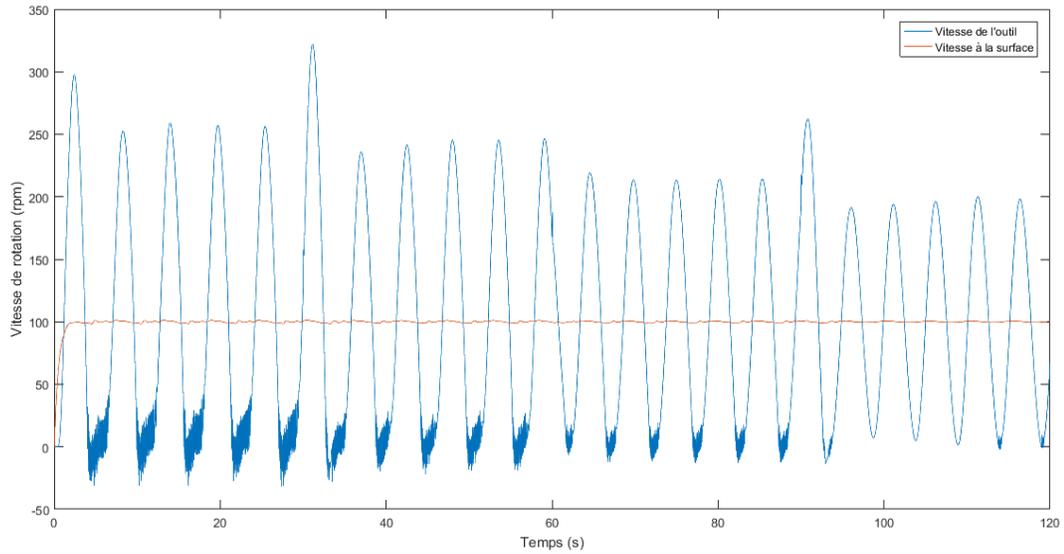


Figure 5-21 Variation du poids sur l'outil

On tire en conclusion que le poids sur l'outil a tendance à changer la durée des 'phases Stick'. En diminuant le poids sur l'outil les durées des 'phases Stick' diminuent jusqu'à leur disparition. Quant aux vitesses maximales bien qu'elles diminuent avec la diminution du poids sur l'outil, elles ne sont pas autant affectées que les durées des 'phases Stick'.

5.4 Conclusion

Suite à la discrétisation par la méthode des éléments finis, on a abouti au développement des équation d'équilibre dynamique. Elles représentent un système d'équations différentielles couplé de 2eme ordre. La méthode d'intégration directe est utilisée du fait que l'excitation est non linéaire. Un cas d'étude et un cas réel ont été traités par le biais du programme développé. Dans les deux cas les résultats en termes de vitesse de rotation et torque sont comparés à ceux du code commercial WellScan et aux résultats expérimentaux. Il apparait que le présent modèle prédit avec satisfaction les résultats expérimentaux. Dans une autre partie une étude comparative, sur les effets de la vitesse de rotation ainsi que ceux du poids sur l'outils, a montré que le phénomène du 'Stick-Slip' peut être atténué en augmentant la vitesse de rotation à la surface et/ou en diminuant le poids sur l'outil.

Conclusion et recommandations

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.

L'objectif de ce projet de fin d'étude est de modéliser le phénomène du Stick-Slip lors des opérations de forage afin de prédire le comportement dynamique de la garniture de forage en termes d'accélération, vitesse de rotation, rotation et torque. Ceci dans un souci de contrôler ces vibrations néfastes pour le système et de réduire ces fluctuations.

Pour se faire un modèle mathématique a été formulé et un algorithme de calcul a été développé par nos soins. Ce dernier permet à travers une analyse modale de la garniture de forage le calcul des fréquences propres ainsi que les tracées des déformées modales. Pendant cette phase de projet les résultats sont validés à ceux du logiciel commercial WellScan. Et on note des pourcentages d'erreur qui ne dépassent pas les 3%.

Dans l'étude dynamique, le système a été discrétisé par la méthode des éléments finis pour aboutir à un système couplé d'équations de 2eme ordre. Une méthode d'intégration directe a été utilisée pour la résolution de ce dernier du fait que l'excitation est non linéaire. Les résultats du programme développé ont été comparés en premier lieu avec ceux obtenus par le logiciel commercial WellScan pour un cas d'étude. Et par la suite les résultats du présent programme ont été comparé successivement à ceux issus du logiciel WellScan et ceux des résultats expérimentaux. Il apparait que le présent modèle prédit avec satisfaction les résultats expérimentaux en termes d'amplitude de vitesse et en durée de 'phase Slip'.

L'étude paramétriques établi par la variation de la vitesse de rotation à la surface et du poids sur l'outil lors des simulations numériques, dévoile que l'amplitude des piques, le nombre des 'Stick-Slip' et la durée des 'phases Stick' sont affectés par la variation de la vitesse de rotation ainsi que celle du poids sur l'outil. Les variations de ces paramètres peuvent être considérés comme une première barrière contre le phénomène de 'Stick-Slip' lors de son occurrence. L'élimination du phénomène se fait en augmentant la vitesse de rotation et en diminuant le poids sur l'outil.

Après l'élaboration du modèle de simulation numérique des vibrations de torsion dans les garnitures de forage à l'issu de ce projet de fin d'études, on recommande le développement d'un modèle réduit dans le but d'optimiser le temps de calcul. Un modèle 'rigide' peut approcher au mieux les interactions entre les parois du puits et la garniture de forage. Les fluides de forage jouent un rôle important sur les frottements que subit la garniture c'est pour cela qu'on recommande l'implémentation d'un meilleur modèle décrivant les écoulements des fluides.

D'autres phénomènes vibratoires, tel que les vibrations latérales et les vibrations axiales, peuvent être modélisées et couplés au présent modèle. Ceci va permettre une meilleure prédiction du comportement dynamique de la garniture lors des opérations de forage, et approche au mieux le comportement réel de cette dernière.

Enfin de cette conclusion, on affirme que les objectifs préalablement fixés sont atteints. On croit que le présent travail est une base dans le projet de convention établie entre le Laboratoire Génie Mécanique et Développement de l'ENP et le Centre de Recherche et Développement de SONATRACH.

Bibliographie

- [1] Institut Francais du Pétrol, « Cours de la garniture de forage,» 2005.
- [2] Département Formation, «Architecture d'un puits,» Division Forage SONATRACH, 2013.
- [3] S. M. Bashmal, «Finite Element Analysis of Stick-Slip vibrations in Drillstrings,» King Fahd University of Petroleum and Minerals, Dhahran, KSA, 2005.
- [4] V. Tikhonov, O. Bukashinka et R. Gandikota, «Stick-Slip Model for PDC Bits Accounting for Coupled Torsional and Axial Oscillations,» Copenhagen, Denmark, 2014.
- [5] M. B. Saldivar Marquez, I. Bousaada, H. Mounier et S.-I. Niculescu, Analysis and control of oilwell drilling vibrations, Springer, 2015.
- [6] T. Vromen, Control of stick-slip vibrations in drilling systems, CPI - Koninklijke Wöhrmann, Zutphen, 2015.
- [7] J. Bailey et I. Finnie, «An analytical Study of Drillstring Vibration,» *Journal of Engineering for Industry*, May, 1960, p. 127, 1960.
- [8] J. N. Reddy, An Introduction to the Finite Element Method, McGraw-Hill Higher Education, 2005.
- [9] A. Alipour et F. Zareian, «Study rayleigh damping in structures; unceratinties and treatments,» *The 14th World Conference on Earthquake Engineering*, 2008.
- [10] A. K. Chopra, Dynamics of Structures Theory and Applications to Earthquake Engineering, Prentice Hall; International edition, 2006.
- [11] A. T. Bourgoyne, M. E. Chenevert et K. K. M. a. F. S. Young, Applied Drilling, 1986.
- [12] A. Belaid, «Modélisation tridimensionnelle du comportement mécanique de la garniture de forage dans les puits à trajectoire compleces : application à la prédiction des frottements garniture-puits,» Ecole Nationale Supérieur des Mines, Paris, 2011.

- [13] 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.
- [14] A. H. Stromhaug, «Directional Drilling - Advanced Trajectory Modeling,» Norwegian University of Science and Technology, 2014.
- [15] I. Hassan, «Survey Interpolation : Software for calculating correct well path between survey stations,» University of Stavenger, 2012.
- [16] Saldivar, B. , Mondie, S., Loiseau, J. J. et Rasvan, V., «Stick-slip Oscillations in Oil well Drillstrings,» *The 18th IFAC World Congress*, 2011.
- [17] Pelfrene G, Rôle du processus de forabilité des roches dans les vibrations de torsion des systèmes de forage pétrolier, Paris: Thèse de doctorat, Ecole nationale supérieur des mines, 2005.

Appendix A : Guide d'utilisation de l'interface modale

Nous avons développé une interface graphique installable pour Windows, cette interface a été développée en utilisant le langage *c#*. Elle permet le calcul des fréquences propres des garniture de forage ainsi que le tracé des déformées modales, un rapport résumant les résultats obtenus de l'analyse modale peut-être généré sous format *PDF*.

Cet Appendix sert à un tutoriel sur comment utiliser cette interface pour faire l'analyse modale des garnitures de forage.

L'écran d'accueil de l'interface est divisé en quatre sections majeures comme le montre la figure ci-dessous.

The screenshot shows the 'Modal analysis of drill strings' application window. It features a top navigation bar with a title and window controls. Below this, the interface is organized into several panels:

- Section 1:** Three panels for 'Drill Pipes', 'Heavy Weights', and 'Drill Collars'. Each panel includes input fields for 'Dimensions' (OD, ID, Length), 'Tool Joint' (OD, ID, Length), and 'Mechanical Properties' (Nominal Weight, Young's modulus, Poisson's ratio). A 'Description' field for the number of pipes is also present. Each panel has 'Delete' and 'Add' buttons, and a 'Clear'/'Validate' button at the bottom.
- Section 2:** A 'Bit' panel with 'Dimensions' (OD, Length) and 'Mechanical Properties' (Nominal Weight, Young's modulus, Poisson's ratio). It includes 'Clear' and 'Validate' buttons.
- Section 3:** A 'Results Viewer' panel on the right, showing 'Number of frequencies' (5) and a 'Calculate' button. Below this, it displays 'Proper torsional frequencies'.
- Section 4:** A large empty area at the bottom of the window, intended for displaying results or plots.

Red boxes and numbers 1, 2, 3, and 4 are overlaid on the image to highlight these specific sections.

Section 1 : regroupe les propriétés géométriques et mécaniques des différents types de tiges de forage, elle permet la constitution de la garniture.

Section 2 : permet de déterminer le nombre de fréquences à calculer ainsi que la récupération des résultats obtenus.

Section 3 : cette section sert à tracer les déformées modales pour les fréquences propres calculées.

Section 4 : elle permet la visualisation des composantes de la garniture de forage considérée.

Etapes à suivre

Prenons par exemple une garniture résumée sur le tableau ci-dessous :

<i>Equipments</i>	<i>OD_s</i> (in)	<i>ID_s</i> (in)	<i>OD_{tj}</i> (in)	<i>ID_{tj}</i> (in)	<i>l</i> (m)	<i>l_{tj}</i> (m)	<i>Nombre de joint</i>	<i>Masse lineaire</i> (kg/m)	<i>Longueur</i> (m)
<i>Drill pipe</i>	5	4	6	3	9.14	0.25	200	30.91	1828
<i>Heavy weight</i>	5	3.25	6.5	3	9.14	0.25	6	61.35	54.84
<i>Drill collar</i>	8	2	\	\	9.14	\	18	223.11	164.52
<i>Drill collar</i>	9.5	3	\	\	9.14	\	3	323.18	27.42
<i>Drill bit</i>	16	\	\	\	\	\	1	151	0.33
								<i>Longueur totale</i>	2072.11

Cette garniture est composée de drill pipes, heavy weight drill pipes, drill collars plus l'outil.

Etape 1 : Cocher les types de pipes par lesquels est composée la garniture.

Modal analysis of drill strings

Drill Pipes

Drill Pipes 1

Dimensions
 OD (in) ID (in) Length (m)
 0 0 9.14

Tool Joint
 OD (in) ID (in) Length (m)
 0 0 0

Mechanical Properties
 Nominal Weight (kg/m) 0
 Young's modulus (MPa) 0
 Poisson's ratio 0

Description
 Number of pipes 0

Heavy Weights

Heavy Weight 1

Dimensions
 OD (in) ID (in) Length (m)
 0 0 9.14

Tool Joint
 OD (in) ID (in) Length (m)
 0 0 0

Mechanical Properties
 Nominal Weight (kg/m) 0
 Young's modulus (MPa) 0
 Poisson's ratio 0

Description
 Number of pipes 0

Drill Collars

Drill Collars 1

Dimensions
 OD (in) ID (in) Length (m)
 0 0 9.14

Tool Joint
 OD (in) ID (in) Length (m)
 0 0 0

Mechanical Properties
 Nominal Weight (kg/m) 0
 Young's modulus (MPa) 0
 Poisson's ratio 0

Description
 Number of pipes 0

Bit

Bit

Dimensions
 OD (in) Length (m)
 0 0.33

Mechanical Properties
 Nominal Weight (kg/m) 0
 Young's modulus (MPa) 0
 Poisson's ratio 0

Results Viewer

Number of frequencies: 5

Proper torsional frequencies

Name of the string

Etape 2 : Introduire les données nécessaires sur leurs champs respectives. Si un type de pipe existe plus d'une fois cliquer sur « Add » pour ajouter une autre instance de ce même type.

Modal analysis of drill strings

Drill Pipes

Drill Pipes 1

Dimensions
 OD (in) ID (in) Length (m)
 5 4 9.14

Tool Joint
 OD (in) ID (in) Length (m)
 6 3 0.25

Mechanical Properties
 Nominal Weight (kg/m) 30.91
 Young's modulus (MPa) 210000
 Poisson's ratio 0.3

Description
 Number of pipes 200

Heavy Weights

Heavy Weight 1

Dimensions
 OD (in) ID (in) Length (m)
 5 3.25 9.14

Tool Joint
 OD (in) ID (in) Length (m)
 6.5 3 0.25

Mechanical Properties
 Nominal Weight (kg/m) 61.23
 Young's modulus (MPa) 210000
 Poisson's ratio 0.3

Description
 Number of pipes 6

Drill Collars

Drill Collars 1

Young's modulus (MPa) 210000
 Poisson's ratio 0.3

Description
 Number of pipes 18

Drill Collars 2

Dimensions
 OD (in) ID (in) Length (m)
 9.5 3 9.14

Tool Joint
 OD (in) ID (in) Length (m)
 0 0 0

Mechanical Properties
 Nominal Weight (kg/m) 323.18
 Young's modulus (MPa) 210000

Bit

Bit

Dimensions
 OD (in) Length (m)
 16 0.33

Mechanical Properties
 Nominal Weight (kg/m) 151
 Young's modulus (MPa) 210000
 Poisson's ratio 0.3

Results Viewer

Number of frequencies: 16

Proper torsional frequencies

Name of the string

Etape 3 : Une fois toutes les paramètres sont entrés cliquer sur « Validate » afin de valider les données entrées. Noter l'ajout des composantes des tiges pour former une représentation de la garniture en dessous.

Modal analysis of drill strings

Drill Pipes

Drill Pipes 1

Dimensions		
OD (in)	ID (in)	Length (m)
5	4	9.14

Tool Joint		
OD (in)	ID (in)	Length (m)
6	3	0.25

Mechanical Properties	
Nominal Weight (kg/m)	30.91
Young's modulus (MPa)	210000
Poisson's ratio	0.3

Description	
Number of pipes	200

Heavy Weights

Heavy Weight 1

Dimensions		
OD (in)	ID (in)	Length (m)
5	3.25	9.14

Tool Joint		
OD (in)	ID (in)	Length (m)
6.5	3	0.25

Mechanical Properties	
Nominal Weight (kg/m)	61.23
Young's modulus (MPa)	210000
Poisson's ratio	0.3

Description	
Number of pipes	6

Drill Collars

Young's modulus (MPa)
210000

Poisson's ratio
0.3

Description
Number of pipes
18

Drill Collars 2

Dimensions		
OD (in)	ID (in)	Length (m)
9.5	3	9.14

Tool Joint		
OD (in)	ID (in)	Length (m)
0	0	0

Mechanical Properties	
Nominal Weight (kg/m)	323.18
Young's modulus (MPa)	210000

Bit

Bit

Dimensions	
OD (in)	Length (m)
16	0.33

Mechanical Properties	
Nominal Weight (kg/m)	151
Young's modulus (MPa)	210000
Poisson's ratio	0.3

Results Viewer	
Number of frequencies	5 <input type="button" value="Calculate"/>
Proper torsional frequencies	

Name of the string



Etape 4 : Déterminer le nombre de fréquences à calculer et cliquer sur « Calculate », les résultats seront affichés au-dessous.

Modal analysis of drill strings

Drill Pipes

Drill Pipes 1

Dimensions	ID (in)	Length (m)
OD (in)	5	9.14
ID (in)	4	

Tool Joint	ID (in)	Length (m)
OD (in)	6	0.25
ID (in)	3	

Mechanical Properties

Nominal Weight (kg/m)
30.91

Young's modulus (MPa)
210000

Poisson's ratio
0.3

Description

Number of pipes
200

Heavy Weights

Heavy Weight 1

Dimensions	ID (in)	Length (m)
OD (in)	5	9.14
ID (in)	3.25	

Tool Joint	ID (in)	Length (m)
OD (in)	6.5	0.25
ID (in)	3	

Mechanical Properties

Nominal Weight (kg/m)
61.23

Young's modulus (MPa)
210000

Poisson's ratio
0.3

Description

Number of pipes
6

Drill Collars

Drill Collars 1

Dimensions	ID (in)	Length (m)
OD (in)	9.5	9.14
ID (in)	3	

Tool Joint	ID (in)	Length (m)
OD (in)	0	0
ID (in)	0	

Mechanical Properties

Nominal Weight (kg/m)
323.18

Young's modulus (MPa)
210000

Poisson's ratio
0.3

Description

Number of pipes
3

Bit

Bit

Dimensions	Length (m)
OD (in)	16
ID (in)	0.33

Mechanical Properties

Nominal Weight (kg/m)
151

Young's modulus (MPa)
889980

Poisson's ratio
0.3

Results Viewer

Number of frequencies:
5

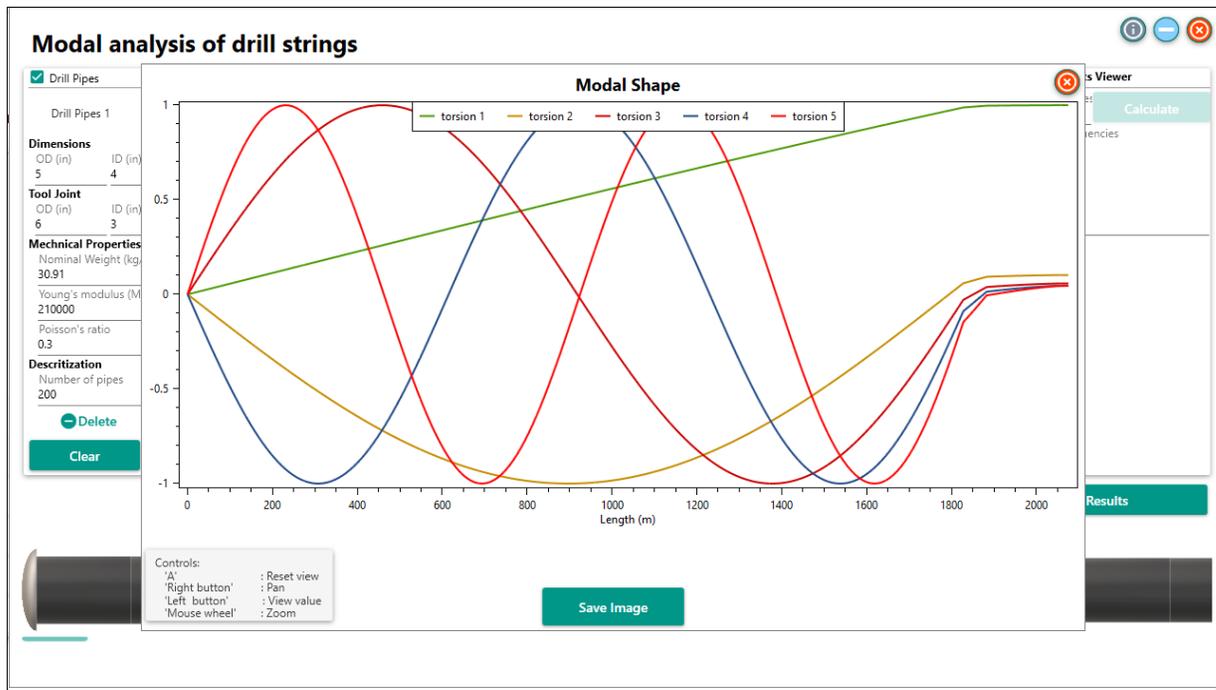
Proper torsional frequencies

1= 9.85 RPM
2= 59.28 RPM
3= 115.84 RPM
4= 172.92 RPM
5= 230.04 RPM

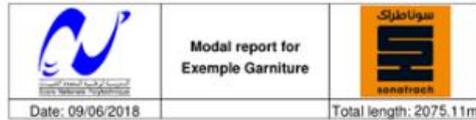
Name of the string

Tracer les déformés modaux et générer le rapport

Pour tracer les déformés modaux il suffit juste de cliquer sur « Plot Results » une fenêtre va s'afficher contenant les déformés modaux. Si on veut sauvegarder les déformés sous forme d'image cliquer sur « Save Image ».



Pour générer un rapport il suffit de donner un nom à la garniture et cliquer sur « Generate Report », une fenêtre vas s'afficher pour indiquer l'emplacement d'enregistrement du fichier *PDF*. Un aperçu du fichier est donné par la figure ci-dessous.



This is an auto-generated report for torsional modal analysis using the tool developed in Ecole Nationale Polytechnique Alger for SONATRACH by Mohamed El Amine KOURTA and Okba SAFSAF.

The drill string analyzed is summarized in the following table:

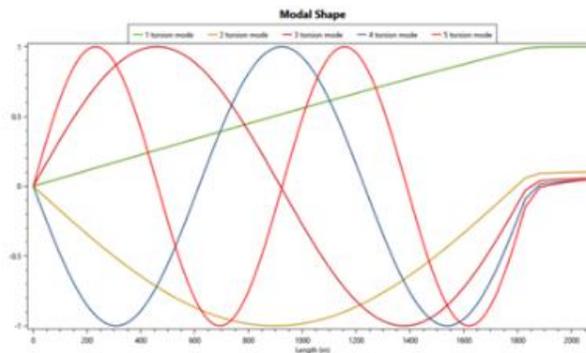
Type	OD (in)	ID (in)	Number	Length (m)	Mass (kg)
Bit	16	-	1	0.33	49.83
DC	8	2	18	164.52	36706.06
DC	9.5	3	3	27.42	8861.6
HWDP	5	3.25	6	54.84	3357.85
DP	5	4	200	1828	56503.48

Results:

The results obtained of the critical RPMs are shown in the table below:

Mode	Critical RPM
Mode 1	9.85
Mode 2	59.28
Mode 3	115.84
Mode 4	172.92
Mode 5	230.04

Modal shapes:



Appendix B : Logiciel de validation WellScan

On a pu acquérir une licence de cinq mois, du 30 janvier 2018 jusqu'au 01 juillet 2018, de deux module "Stick-Slip" et "Modal Vibrations" en contactant la firme *DrillScan* par le biais de leur site internet.

WellScan est un produit commercial développé par DrillScan. DrillScan a été fondée en 2001 dans le but principal d'être un pont entre la recherche effectuée dans les laboratoires Mines ParisTech Géosciences et l'industrie du forage pétrolier et gazier. Aujourd'hui, DrillScan est une société qui fournit des services avancés, des progiciels et une formation à la communauté des foreurs.

La modélisation des forages est basée sur une nouvelle solution numérique qui surmonte les problèmes de l'analyse par éléments finis (FEA). Cette nouvelle solution numérique a été validée par rapport à la solution FEA et donne les mêmes résultats, bien que beaucoup plus rapidement.

La modélisation des outils est basée sur de nombreuses thèses de doctorat publiées qui décrivent l'interaction entre un seul cutter et divers types de roches. Pour valider tous les modèles définis, de la fraise élémentaire au PDC Bit global, DrillScan utilise à la fois un banc d'essai à un seul cutter - un banc d'essai par exemple - et un banc d'essai à pleine échelle, à Pau, en France, unique en Europe.

Basée sur des modèles scientifiques « MINES ParisTech » et développée en collaboration avec des opérateurs, WellScan Software Platform intègre des méthodologies éprouvées sur le terrain dans différents modules d'ingénierie liés à une base de données centrale. Le logiciel WellScan est développé à partir des analyses couplées dans les trois domaines suivants :

- Comportement mécanique de roche,
- Interaction de forage avec la roche, et
- Interaction BHA / trou de forage.

La plateforme logicielle WellScan comprend un ensemble de modules tel que :

- Module de pré-ingénierie directionnelle.
- Module de post-analyse directionnelle.
- Module d'analyse modale dynamique.
- Module stick-slip.