

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique  
**Ecole Nationale Polytechnique d'Alger**



**Département d'Automatique**

**Laboratoire de Commande des Processus**

Mémoire de projet de fin d'études pour l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'état en  
Automatique

# **Atténuation des vibrations Stick & Slip dans un système de forage par une commande robuste à base d'observateurs**

**Etudié par :**

BOUSHABA Abderrahim

BELATTAF Oussama

Présenté et Soutenu publiquement le 07 Juillet 2021 devant le jury composé de :

Président	H. ACHOUR	Maitre-Assistant A	ENP Alger
Encadreurs	M. TADJINE	Professeur	ENP Alger
	M. CHAKIR	Docteur	ENP Alger
	A. BOUGHUELOUM	Ingénieur	SONATRACH
Examineur	D. BOUKHETALA	Professeur	ENP Alger

Enp 2021

**Ecole Nationale Polytechnique : 10, Avenue Hassen Badi 16200 EL-Harrach, Alger**



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique  
**Ecole Nationale Polytechnique d'Alger**



**Département d'Automatique**

**Laboratoire de Commande des Processus**

Mémoire de projet de fin d'études pour l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'état en  
Automatique

# **Atténuation des vibrations Stick & Slip dans un système de forage par une commande robuste à base d'observateur**

**Etudié par :**

BOUSHABA Abderrahim

BELATTAF Oussama

Présenté et Soutenu publiquement le 07 Juillet 2021 devant le jury composé de :

Président	H. ACHOUR	Maitre-Assistant A	ENP Alger
Encadreurs	M. TADJINE	Professeur	ENP Alger
	M. CHAKIR	Docteur	ENP Alger
	A. BOUGHUELOUM	Ingénieur	SONATRACH
Examineur	D. BOUKHETALA	Professeur	ENP Alger

Enp 2021

**Ecole Nationale Polytechnique : 10, Avenue Hassen Badi 16200 EL-Harrach, Alger**

# Remerciements

Nombreux sont ceux que nous voudrions remercier pour nous avoir aidé, soutenu ou accompagné durant ces cinq années d'étude. C'est pour leur montrer toutes notre reconnaissance que nous leur dédions ces quelques lignes. Ce travail a été effectué au sein du Département d'Automatique de l'Ecole Nationale Polytechnique sous la direction de Monsieur Mohamed TADJINE, Professeur à l'Ecole Nationale Polytechnique, Monsieur Messaoud CHAKIR, Docteur à l'Ecole Nationale Polytechnique, et Monsieur Abdelouahab BOUGHELOUM, Cadre à SONATRACH, qui ont suivi de très près ce travail. Cette thèse ne pourrait pas avoir été menée à bien sans la confiance, la patience et la générosité du Professor M. TADJINE, le docteur M. CHAKIR et monsieur A. BOUGHELLOUM, à qui nous voulons apporter nos remerciements tout particuliers. Ils ont su nous aider, nous soutenir et orienter nos recherches aux bons moments, avec un grand professionnalisme, rigueur et gentillesse. Nous leurs apportons nos plus sincères gratitude pour le temps précieux qu'ils nous ont accordé tout au long de cette année. Nous remercions Mr. H. ACHOUR pour nous avoir fait l'honneur de présider notre jury de thèse. Je tiens également à remercier Pr. D. BOUKHETALA, pour avoir accepté de juger ce travail. Nous ne saurons oublier nos collègues et amis, avec lesquelles nous avons partagé des très beaux moments à Polythèque. Merci et bonne chance à vous.

Enfin, on n'oublie pas la source de tous nos succès, nos parents, nos frères, petit ADAM, familles respectives, l'équipe AUTO-MATES et les amis de l'ENP, sans votre aide, sans votre soutien inconditionnel et sans votre encouragement, ne n'aurons pas pu aller au bout de ce travail.

# ملخص

الهدف الرئيسي من هذه الأطروحة هو منع اهتزازات الالتصاق والانزلاق في سلاسل التنقيب عن النفط. يعود سبب انزلاق العصا في المقام الأول إلى مرونة سلسلة الحفر والتغير في قوى الاحتكاك على أداة الحفر. يتسبب الانزلاق اللاصق في تآكل مفرط للأداة وفشل سابق لأوانه ويقلل من معدل الاختراق. من أجل القضاء على اهتزاز الانزلاق اللاصق، كان علينا نمذجة النظام ولهذا قمنا بتطوير نموذجين مختلفين: مركزي وموزع. ثم قمنا بحساب المراقبات لتقدير سرعة أداة الحفر، بعد ذلك، تم تطوير قوانين تحكم مختلفة لاختبار أدائها.

**كلمات مفتاحية:** التمثيل، التحكم، الاهتزازات، الحفر، أداة الحفر.

## Abstract

The main objective of the thesis is the control and prevention of stick-slip vibrations in oil drilling chains. Stick slip is primarily driven by the elasticity of the drill string and the changes in the forces applied to the drilling bit. Stick-slip causes excessive tool wear, premature failure and decreases the rate of penetration. In order to eliminate Stick-Slip vibrations, we had to model our system with two different approaches: centralized and distributed. Then applied different observers to estimate the bottom parameters. After that, we synthesized different control laws to assess and compare their performances.

**Key words:** modeling, control, vibrations, drilling, bit.

## Résumé

L'objectif principal de ce mémoire est la commande d'un système pour la prévention des vibrations stick-slip dans les chaînes de forage pétrolières. Le Stick-slip est principalement causé par l'élasticité du train de tiges et le changement des forces de frottement au niveau du trépan. Le stick-slip entraîne une usure excessive des outils, des défaillances prématurées et diminue le taux de pénétration. Afin d'éliminer les vibrations Stick-Slip, on devait modéliser notre système et pour cela on a élaboré deux modèles différents : un modèle centralisé et un modèle distribué. Puis nous avons calculé des observateurs pour estimer les paramètres du fond. Après, on a élaboré différentes lois de commande afin de tester et comparer leurs performances.

**Mots-clés :** modélisation, commande, vibrations, forage, trépan.

# Tables des Matières

Tables des Matières	
Figures	
Tables	
Liste des abréviations	
Liste des Symboles	
Introduction générale .....	13
1. Chaîne de Forage .....	16
1.1- Introduction .....	16
1.2- Principe de Forage .....	17
1.3- Equipement de Forage.....	17
1.3.1- Systèmes du Surface .....	18
1.3.1.1- Système de Suspension .....	18
1.3.1.2- Système « Rotary » .....	18
1.3.1.3- System de Circulation de Boue.....	18
1.3.1.3.1- Rôle de la boue de Forage :.....	18
1.3.1.4- Système de génération d'énergie .....	19
1.3.2- Garniture de Forage .....	19
1.3.2.1- Train des Tiges.....	19
1.3.3.2- Assemblage du Fond (Bottom Hole Assembly): .....	20
1.3.3.2.1- Outil de Forage .....	20
1.3.3.2.2- Stabilisateur .....	20
1.3.3.2.3- Masse-Tiges .....	21
1.3.3.2.4- Les Trépan.....	21
1.3.3.2.4.1- Les outils à molettes .....	21
1.3.3.2.4.2- La fraise à diamants .....	21
1.4- Paramètres du Forage.....	22
1.4.1- WOB .....	22
1.4.2- RPM.....	22
1.4.3- Torque de Surface.....	22
1.4.4- ROP.....	22
1.5- Vibration du Train des Tiges .....	23

1.5.1- Effets des Vibrations sur le Train des Tiges .....	23
1.5.2- Types de Vibration .....	24
1.5.2.1- Vibration Longitudinale .....	24
1.5.2.2-Vibration Latérale .....	24
1.5.2.3-Vibration de Torsion .....	25
1.6- Vibration Stick & Slip.....	25
1.7- Atténuation du Stick & Slip .....	26
1.8- Conclusion.....	27
2. Modélisation .....	29
2.1- Introduction .....	29
2.2- Modélisation centralisé .....	30
2.2.1- Modèle centralisé avec plusieurs degré de liberté .....	30
2.2.2- Simplification de la chaine de forage .....	32
2.2.3- Equations de la chaine de forage [6] .....	33
2.2.4- Modélisation de TOB .....	34
2.2.4.1- Explication du « Stick & Slip » : .....	35
2.2.5- Identification des paramètres de chaine de forage .....	35
2.2.6- Modèle d'état.....	36
2.3- Modélisation distribué.....	37
2.3.1- Comportement oscillatoire de la chaîne de forage .....	37
2.3.2- Condition aux limites Cinématique .....	38
2.3.2.1- Au niveau du Top drive .....	38
2.3.2.2- Au niveau de l'outil.....	38
2.3.3- Résolution de l'équation d'onde.....	39
2.3.3.1- Modèle à retard de type neutre : .....	39
2.4- Validation .....	40
2.4.1- Densité spectral de puissance (DSP) .....	40
2.4.1.1- Plus de détails : .....	41
2.4.2- Sévérité du stick-slip (SSS).....	42
2.4.3- Description des données .....	42
2.4.4- Simulation : .....	43
2.4.4.1- Modèle centralisé .....	43
2.4.4.1.1- Densité spectral de puissance (Ensemble 1) .....	43
2.4.4.1.2- Ensemble2 .....	44

2.4.4.2- Modèle distribué .....	45
2.4.4.2.1- Densité spectrale de puissance (Ensemble 1).....	45
2.4.4.2.2- Ensemble2 .....	46
2.5- Conclusion .....	47
3. Estimation des paramètres du fond dans une opération de forage .....	49
3.1- Introduction .....	49
3.2- Les estimateurs d'état :.....	50
3.2.1- Conception d'observateur .....	50
3.3- Observateur de Luenberger .....	52
3.3.1- Simulation .....	53
3.4- Observateur de Luenberger avec "Damping optimum procedure" .....	56
3.4.1- Simulation .....	58
3.5- Observateur par Mode de glissement.....	60
3.5.1- Observateurs mode glissant avec ordre élevé .....	63
3.5.2- Synthèse d'observateur mode glissant pour une chaîne de forage :.....	64
3.5.3- Simulation : .....	65
3.6- Comparaison .....	67
3.7- Conclusion .....	67
4. Commande Robuste basé sur un observateur .....	69
4.1- Introduction .....	69
4.2- Stabilisation par retour d'état : .....	70
4.2.1- Placement des pôles.....	70
4.2.2- Poursuite de référence :.....	71
4.2.3- Commandabilité .....	71
4.2.3.1- Application sur le train des tiges :.....	71
4.2.4- Stabilité : .....	72
4.2.4.1- Théorème de Lyapunov :.....	72
4.2.4.2- Application sur le train des tiges : .....	72
4.3- Difféomorphisme : .....	73
4.3.1- Les dérivés de Lie .....	73
4.3.2- Crochet de Lie .....	73
4.3.3- Calcul de changement de base.....	74
4.3.4- Application au train des tiges : .....	75
4.3.5- Simulation : .....	76



4.4- Mode glissement 1 <sup>er</sup> ordre .....	78
4.4.1- Pour les systèmes a structure variable .....	78
4.4.2- Conception de commande.....	80
4.4.2.1- Choix de la surface de glissement.....	80
4.4.2.2- Existence du mode glissant.....	81
4.5- Synthèse de la commande .....	83
4.5.1- Simulation : .....	83
4.6- Broutement (Chattering) .....	86
4.7- Atténuation de broutement.....	87
4.8- Commande mode glissant d'ordre supérieur .....	87
4.8.1- Application au train des tiges .....	88
4.8.2- Simulation : .....	90
4.9- Tests de robustesse.....	92
4.10-Comparaison.....	94
4.11- Conclusion.....	94
Bibliographies.....	96

## **Tables**

Table 1 table d'identification des paramètres du modèle .....	33
Table 2. Paramètres du modèle de TOB d'après la littérature.....	35
Table 3. Description de chaine de forage .....	36
Table 4. Paramètres du système.....	36

# Figures

Figure 1. Appareil de Forage .....	19
Figure 2. Assemblage du fond .....	22
Figure 3. Stabilisateur (Lames spirales et Lames droites).....	22
Figure 4. Quelques types du Trépans .....	23
Figure 5. Vibration Longitudinal .....	26
Figure 6. Vibration Latéral et Whirling .....	26
Figure 7. Vibraion de Torsion .....	27
Figure 8 résultat de simulation du phénomène Stick & Slip .....	28
Figure 9 Modèle de chaine de forage avec plusieurs DLs .....	32
Figure 10 . Modèle de chaine de forage avec 2DL .....	35
Figure 11. variation du TOB en fonction de $\phi_2$ suivant le modèle de Karnopp.....	37
Figure 12 DSP du DRPM réel .....	47
Figure 13 DSP du DRPM simulé(modèle centralisé) .....	47
Figure 14 réponse du modèle centralisé au Stick & Slip développer .....	48
Figure 15 DSP du DRPM réel .....	49
Figure 16 DSP du DRPM simulé (modèle distribué) .....	49
Figure 17 réponse du modèle centralisé au Stick & Slip développer .....	50
Figure 18 comparaison entre SRPM réel et simulé (estimateur de Luenberger).....	56
Figure 19 erreur d'estimations du SRPM (Luenberger).....	56
Figure 20 comparaison entre DRPM réel et simulé (estimateur de Luenberger) .....	57
Figure 21 erreur d'estimation du DRPM (Luenberger).....	57
Figure 22 comparaison entre TOB réel et estimé (Luenberger) .....	58
Figure 23 comparaison entre SRPM réel et simulé (estimateur de Luenberger “Damping optimum procedure”) .....	61
Figure 24 erreur d'estimation du SRPM (estimateur de Luenberger “Damping optimum procedure”) .....	61
Figure 25 comparaison entre DRPM réel et simulé (estimateur de Luenberger “Damping optimum procedure”) .....	62
Figure 26 erreur d'estimation du DRPM (estimateur de Luenberger “Damping optimum procedure”) .....	62
Figure 27 comparaison entre TOB réel et simulé (estimateur de Luenberger “Damping optimum procedure”) .....	63
Figure 28 comparaison entre SRPM réel et simulé (estimateur de mode glissant) .....	68
Figure 29 erreur d'estimation du SRPM (estimateur mode glissant) .....	68
Figure 30 comparaison entre DRPM réel et simulé (estimateur de mode glissant) .....	69
Figure 31 erreur d'estimation du DRPM (estimateur mode glissant) .....	69
Figure 32 schéma block du retour d'état.....	73
Figure 33 commande par Diffiomorphisme avec changement de référence .....	79
Figure 34 commande par Diffiomorphisme pour l'atténuation de Stick & Slip .....	79
Figure 35 schéma block représentant le fonctionnement d'un régulateur mode glissant .....	82
Figure 36 schéma block représentant la logique de permutation d'un régulateur mode glissant ..	83
Figure 37 représentation des différents mode de convergence d'état dans commande du mode glissant.....	84
Figure 38 définition du domaine de glissement.....	85
Figure 39 commande par mode glissant d'ordre un avec changement de référence .....	87

Figure 40 commande par mode glissant d'ordre un pour l'atténuation de Stick & Slip .....	87
Figure 41 phénomène de chattering dans la régulation du mode glissant d'ordre un .....	89
Figure 42 représentation du "chattering" .....	90
Figure 43 test de robustesse sur la commande de Diffiomorphime .....	96
Figure 44 test de robustesse sur la commande de mode glissant d'ordre un .....	96
Figure 45 test de robustesse sur la commande de mode glissant d'ordre supérieur .....	97

## Liste d'Abbreviations

**BHA** "Bottom Hole Assembly" assemblage du fond

**ROP** "rate of penetration" taux de pénétration

**TOB** "torque on bit" couple sur l'outil

**WOB** "Weight on bit" poids sur l'outil

**PDC** "Polycrystalline Diamond Compact" Compact de diamant polycristallin

**EDP** Equation aux Dérivées Partielles

**DDL** degré de liberté

**SSS** "Stick & Slip severity" sévérité de Stick & Slip

**SRPM** "Surface RPM" vitesse de surface

**DRPM** "Down Hole RPM" vitesse au fond

**DSP** Densité Spectral de Puissance

**RIG** La Zone où se passe le Forage

**TJ** "tool-joint"

**DP** "Drill Pipe" tige de forage

**HWDP** "Heavy Weight Drill Pipes" Masse Tiges

**Rig-Floor** Surface où se trouve le Derrick

# Liste des Symboles

$\varphi_1$ : position angulaire de top drive	$l_{dc}$ : Longueur du BHA
$\dot{\varphi}_1$ : vitesse angulaire de top drive	$l_{hw}$ : Longueur de HWDP
$\ddot{\varphi}_1$ : accélération angulaire de top drive	$d_{o,dp}$ : Diamètre extérieur des train de tiges
$\varphi_2$ : position angulaire de top drive	$d_{i,dp}$ : Diamètre interieur des train de tiges
$\dot{\varphi}_2$ : vitesse angulaire de top drive	$d_{o,dc}$ : Diamètre extérieur du collier de forage
$\ddot{\varphi}_2$ : accélération angulaire de top drive	$d_{i,dc}$ : Diamètre interieur du collier de forage
$K_{DP}$ : Coefficient de rigidité de DP	$d_{o,hw}$ : Diamètre extérieur du hwdp
$K_{BHA}$ : Coefficient de rigidité de BHA	$d_{i,hw}$ : Diamètre interieur du hwdp
$J_1$ : inertie de la table de rotation	$n$ : Rapport d'engrenage
$J_2$ : Inertie de BHA	$J_m$ : Moment d'inertie de Moteur
$d_2$ : coefficient d'amortissement visqueux du BHA	$J_r$ : Moment d'inertie de la table rotative
$c$ : coefficient d'amortissement du train de tiges	$\Gamma$ : Constante de propagation du tube de forage
$k$ : le coefficient de rigidité du train de tiges	$\mu_{sb}$ : Coefficients de frottement statique
$G$ : Module de cisaillement de l'acier	$\mu_{cb}$ : Coefficients de frottement de Coulomb
$\rho$ : Densité de l'acier	$y_b$ : Constante en décomposition
$R$ : Rayon du trépan	$T_m$ : le couple d'entraînement du top drive
$T_{cb}$ : Couple de friction de Coulomb sur le trépan	$TOB$ : couple exercé par la formation sur le trépan
$l_{dp}$ : Longueur du train de tiges	
$d_1$ : le coefficient d'amortissement visqueux de l'entraînement supérieur	
$T_{sb}$ : Couple de friction statique sur le trépan	
$J_p$ : Inertie de DP	

# Introduction Générale

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 suite à des études géologiques et géophysiques effectuées sur un bassin sédimentaire. Ces études permettent de se faire une thèse de la constitution du sous-sol et des possibilités de gisements, mais elles ne peuvent pas préciser la présence ou l'absence des hydrocarbures.

Seuls les forages pourront confirmer les hypothèses faites et mettre en évidence la nature des fluides contenus dans les roches. L'incertitude quant à la nature des fluides piégés dans le sous-sol et la complexité des dépôts sédimentaires expliquent le nombre encore élevé de forages d'exploration négatifs et la part importante des forages dans le coût de la recherche [1].

Les objectifs des forages pétroliers sont toujours les mêmes, à savoir :

- Atteindre la profondeur souhaitée par les géologues,
- Avoir la possibilité de tester ou de mettre en production le réservoir.

Comme le coût d'une opération de forage est élevé et les explorations négatives sont incontournable, il faut trouver des moyens pour optimiser les charges de chaque opération.

Parmi les indicateurs de performance d'un forage on trouve le ROP « Rate of Penetration », qui indique la vitesse de l'opération en général. Réussir à optimiser le ROP permettra de réduire drastiquement les coûts de l'opération de forage.

Ce facteur est impacté directement par les vibrations latérales, axiales ou de torsion. Ces vibrations ont un effet destructif sur l'appareil de forage. En plus, elles minimisent le ROP et par conséquent augmentent le temps de maintenance et le coût du puits.

Pour mieux comprendre la source de ces vibrations, il faut comprendre que l'appareil de forage est en principe un moteur sur la surface qui fait tourner un train de tiges pouvant atteindre jusqu'à 5000 mètres de longueur, ce qui donne à ces éléments un comportement similaire à celui d'un ressort de torsion. Comme les formations à forer se diffèrent, le couple appliqué par chacune des formations est aussi différent, cela crée un décalage entre la vitesse du trépan à la fin du train de tiges et la vitesse du Moteur à la surface, ce qui crée le Stick & Slip, Whirling (tournoiement) ...

Dans ce travail, nous essayerons de résoudre ce problème en analysant les modèles de la chaîne de forage et les estimateurs proposés dans les travaux de recherche et en proposant des commandes à base d'observateurs qui annulent les vibrations et optimisent l'opération de forage.

Ce mémoire est composé de quatre chapitres :

- Chapitre 1 : on présentera dans ce chapitre le système de forage et ses différents paramètres d'une manière générale. Nous abordons par la suite les phénomènes des vibrations, en particulier les vibrations de torsion.
- Chapitre 2 : ce chapitre traite la modélisation de la chaîne de forage par les deux approches de modélisation ainsi que la modélisation du frottement de l'outil avec la roche. Ensuite, nous validons ces modèles en exploitant les données réelles d'un puits fournies par SONATRACH.
- Chapitre 3 : dans ce chapitre, nous explorons des modèles d'estimateurs et nous les comparerons afin de tester leur applicabilité au système de forage.
- Chapitre 4 : ce dernier chapitre sera consacré à la conception des commandes non linéaires d'ordre simple et supérieure, dans un objectif d'atténuer les phénomènes vibratoires exposés dans le chapitre 1. Nous définirons des critères de performance nous permettant d'analyser ces commandes et de les comparer.



# Chapitre I : Chaine de Forage

# 1. Chaîne de Forage

## 1.1- Introduction

Dans ce chapitre on va présenter en détail le côté technique d'une opération de forage

- Le principe de forage.
- Les différents éléments de l'appareil de forage.
- Les vibrations pouvant se produire lors de la phase du forage.
  - Les vibrations latérales.
  - Les vibrations Longitudinales.
  - Les vibrations de torsion.

On s'intéresse en particulier aux vibrations de torsion résultants du Stick & Slip qui sont les plus dangereuses et néfastes pour un appareil de forage donc elles ont la priorité d'être atténuées ou éliminées.

## 1.2- Principe du Forage

La technique du forage « rotary » consiste à utiliser un outil, permettant de détruire la roche sous l'effet du poids et de la rotation. Le poids est assuré par un ensemble de tiges lourdes et creuses, assemblées en un train, qui achemine sous pression les boues de forage. Celles-ci refroidissent l'outil et assurent le déblaiement du trou. Autour des parois du forage, des tubes sont descendus et du ciment est injecté afin de garantir la tenue des parois du puits, et les protéger contre la corrosion. Cela assure aussi la protection des nappes d'eau souterraines et leur isolation thermique. [1]

## 1.3- Equipements de Forage

Un appareil de forage est constitué d'un ensemble d'équipements permettant les fonctions de levage, rotation et pompage afin de réaliser un sondage. Des équipements de sécurité font partie de cet appareil, notamment ceux destinés à la mise en sécurité du puits en cas de venue du gaz.

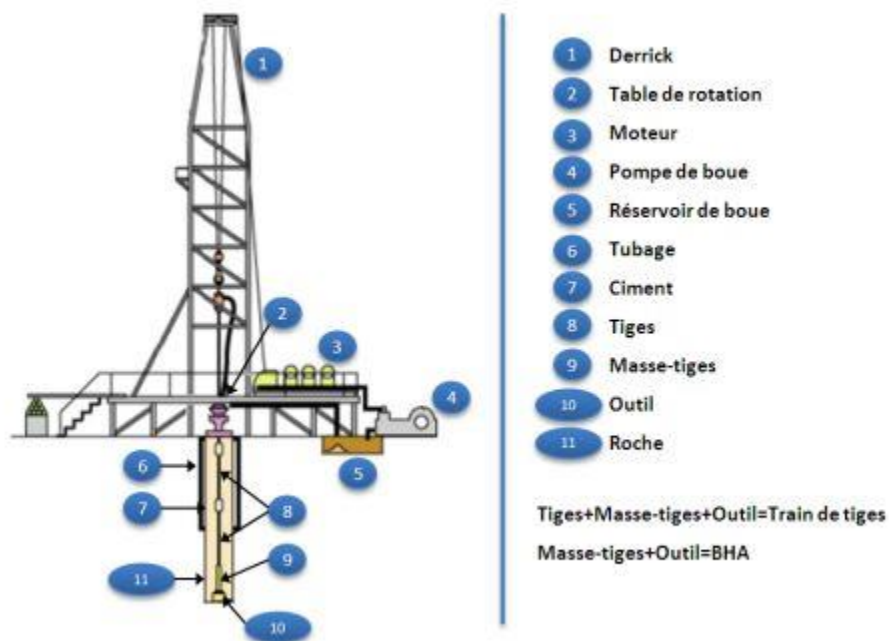


Figure 1 Appareil de Forage

## **1.3.1- Systèmes de Surface**

### **1.3.1.1- Système de Suspension**

Il est constitué d'un derrick pouvant atteindre 80 m de hauteur et d'un treuil motorisé situé au sol à sa base. Il sert à faire descendre et remonter l'équipement de forage. Il permet également de fixer le poids appliqué au trépan en retenant partiellement le poids de l'ensemble de la garniture.

### **1.3.1.2- Système « Rotary »**

Il est composé des parties qui assurent la transmission de la rotation : table de rotation, motorisation, train des tiges et tête d'injection.

### **1.3.1.3- System de Circulation de Boue**

Il est constitué d'une station de pompage avec des bassins de boue, Cette dernière est un mélange d'eau, d'argile et d'additifs. La station de pompage aspire la boue des bassins pour l'injecter dans les tiges tout le long de forage.

#### ***1.3.1.3.1- Rôle de la boue de Forage :***

Le Rôle le plus important de la boue est l'élévation des débris. Ces derniers qui remontent sont en permanence examinés par le géologue du chantier qui aura ainsi une indication sur la nature des terrains traversés et sur leur épaisseur. Elle permet aussi :

- Le nettoyage du trou : la boue doit débarrasser le trou des terrains forés par l'outil qui se présentent sous la forme de déblais appelés « cuttings ». L'aptitude de la boue à entraîner les « cuttings » vers le haut dépend de ses propriétés physiques (densité, viscosité, etc. ...).
- Le refroidissement et la lubrification du train de sonde : la circulation de boue refroidit l'outil et le train de sonde.
- Prévenir le cavage et le resserrement des parois : le cavage est causé par des éboulements dans les parois du trou. Les ressernements ou diminution du diamètre du trou sont dû à des formations gonflantes (argiles, craies, etc. ...). Afin de prévenir des déformations, la boue doit posséder des caractéristiques physiques et chimiques telles que le trou conserve le même diamètre que celui du trépan.
- S'opposer aux venues d'eau, de gaz et d'huile : les formations traversées peuvent contenir des fluides et du gaz qui exercent une pression sur les parois du puits et peuvent débiter. La boue doit pouvoir contrebalancer cette pression ou ce débit et supporter la contamination sans variation brutale de ses caractéristiques physiques et chimiques.

- Autres fonctions : La boue ne doit pas altérer les « cuttings » afin de permettre un examen géologique correct et ne doit pas cacher les indices d'huile. Elle doit favoriser la vitesse de pénétration de l'outil en conservant des caractéristiques compatibles avec la sécurité et le prix de revient du forage.
- En fin, la boue ne doit pas être corrosive pour le matériel, ni toxique, ni abrasive [2]

#### **1.3.1.4- Système de génération d'énergie**

Les générateurs d'électricité avec des différents transformateurs et un système de transmission.

### **1.3.2- Garniture de Forage**

Cet élément est le sujet de notre projet donc il faut bien apprendre ces constituants est caractéristiques pour modéliser son comportement. De manière générale, une garniture se compose, de bas en haut, des éléments suivants :

#### **1.3.2.1- Train des Tiges**

C'est la partie la plus longue de la garniture ; elle est constituée d'une série importante de tubes minces d'acier qui s'étendent jusqu'à la surface et dont le rôle est de transmettre le couple vers l'outil et de soutenir plus ou moins le train de masses tiges. Chaque tige est munie à ses extrémités de renflements appelés tool-joint (TJ) servant pour le vissage des tiges entre elles et comme points d'appui du train de tiges sur la paroi du puits. En conditions normales, on s'arrange pour que le train de tiges soit en traction afin d'éviter son flambement car celui-ci favorise l'apparition de forces de contacts très élevées entre les tiges et les parois du puits. Ce train de tiges comporte parfois (cas du forage dirigé ou du forage horizontal) une série supplémentaire de tiges lourdes « HWDP » plus épaisses placées souvent juste après les masses tiges. Ces tiges lourdes ont pour but de réduire les risques de flambement des tiges.

### 1.3.3.2- Assemblage du Fond (Bottom Hole Assembly):

C'est la partie inférieure de la garniture de forage.

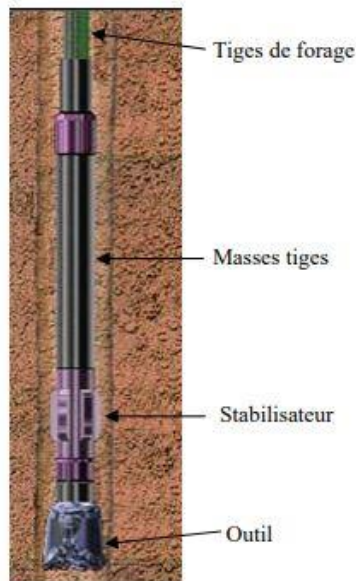


Figure 1. Assemblage du fond

#### 1.3.3.2.1- Outil de Forage

C'est l'extrémité basse de la garniture, l'outil est entraîné en rotation et permet la progression de la garniture par son action directe sur le front de taille. On distingue deux types d'outils : à molettes (tricônes) et monoblocs (diamant, PDC).

#### 1.3.3.2.2- Stabilisateur

Ils ont un diamètre presque égal à celui de l'outil. Intercalés entre les masse-tiges, ils les maintiennent droites dans le puits et évitent leur flexion et la déviation du puits.



Figure 2. Stabilisateur (Lames spirales et Lames droites)

### 1.3.3.2.3- Masse-Tiges

Il s'agit d'une série de tubes massifs en acier dont le rôle est d'assurer une poussée suffisante sur l'outil. Par conséquent, pendant la phase de forage, le train de masses-tiges est en partie, voire en totalité, en état de compression.

### 1.3.3.2.4- Les Trépan

La vitesse d'avancement de forage dépend de la conception de l'outil, de sa forme, de sa résistance. Il doit travailler le plus longtemps possible pour espacer les manœuvres de remplacement qui sont des temps morts.

Il existe plusieurs types d'outils, la différence entre ces outils réside surtout dans la forme et le nombre de dents.

#### 1.3.3.2.4.1- Les outils à molettes

Les molettes ont une forme conique, la pointe dirigée vers l'axe du trou. Ils sont montés sur des roulements à billes et garnies de dents. Ils sont en acier très résistant.

#### 1.3.3.2.4.2- La fraise à diamants

Elle est utilisée, non pas pour forer, mais pour carotter. Elle se présente sous la forme d'une couronne. Les diamants sont sertis dans la matrice



Figure 3. Quelques types de Trépans

## 1.4- Paramètres du Forage

Les paramètres du forage représentent plusieurs grandeurs physiques mesurées et enregistrées pendant le forage à l'aide de capteurs. Ces derniers sont placés un peu partout dans le RIG et dont les variations dépendent du terrain traversé.

Les paramètres peuvent être classés en deux catégories : mécanique et hydraulique.

### 1.4.1- WOB

Le poids sur l'outil « Weight on Bit » représente le poids appliqué sur le trépan, calculé selon la formule suivante :

$$WOB = WOH L - WOH F$$

$WOH L$  = poids de la garniture

$WOH F$  = poids de garniture durant le forage.

### 1.4.2- RPM

La vitesse de rotation « Revolution per minute » indique le nombre de tours par minute de la table de rotation sur le rig-floor, Elle est en général comprise entre 50 et 300 tours par minute selon la dureté de la formation et déduite via un capteur placé sur la table de rotation.

### 1.4.3- Couple en Surface

Le torque (couple) n'est pas un paramètre à optimiser, il représente la force opposée à la rotation, il est principalement fonction du poids sur l'outil (WOB), de la vitesse de rotation (RPM), et de la dureté de la formation traversée. Le couple en surface n'est pas transmis intégralement sur l'outil de forage, mais la mesure de surface est la seule possible actuellement. [3].

### 1.4.4- ROP

Le ROP correspond à la profondeur forée par heure (en mètres). L'optimisation du ROP est un aspect très important dans l'analyse du processus de forage car il est directement lié au temps passé sur une installation onshore ou offshore [4].



## 1.5- Vibration du Train des Tiges

Les vibrations du train de tiges ont été amplement étudiées dans la littérature durant ces dernières années. Connaître le mode de la vibration est extrêmement utile car on peut alors trouver plus aisément un moyen de les compenser. Les vibrations latérales dans l'assemblage de fond BHA sont nombreuses, cependant, elles sont rarement identifiées parce qu'elles n'influencent pas au-delà d'un point dit de "non contrainte". Elles peuvent être limitées en évitant la vitesse de rotation critique et en plaçant de manière optimale les stabilisateurs [26]. Le type le plus violent de vibrations est celui du « stick-slip ». Il est produit par le frottement non linéaire entre le trépan et la roche.

### 1.5.1- Effets des Vibrations sur le Train des Tiges

Les vibrations du train de forage sont induites par les caractéristiques de l'interaction bit-roche et par les impacts qui pourraient se produire entre la colonne et le forage. Si elles ne sont pas contrôlées, les vibrations sont nuisibles au processus de forage, provoquant :

- Dommages prématurés et consécutifs de l'équipement de forage et des composants BHA.
- Diminution du taux de pénétration (ROP), augmentant le coût du puits
- Interférences sur les mesures effectuées pendant le processus de forage et endommagement de l'équipement de mesure, voire l'échec d'acquiescer les données d'évaluation.
- Un gaspillage d'énergie important en raison de l'augmentation du temps de déclenchement et de l'incapacité de faire fonctionner et de régler le carter, le couple et la traînée
- Instabilité du BHA, réduisant le contrôle directionnel.
- Instabilité du puits de forage provoquée par l'effet de fracturation sur le puits de forage dû au tourbillon de BHA. [5]

## 1.5.2- Types de Vibration

Il existe trois types de vibrations

### 1.5.2.1- Vibration Longitudinale

Une vibration longitudinale se produit quand la vibration du milieu est parallèle à la direction du transfert d'énergie. Les vibrations longitudinales sont des alternances de pression/décompression dues au rebondissement du trépan sur la formation. Le mode de vibration longitudinale du train de tiges peut, dans certaines conditions dégénérer en rebonds avec séparation périodique au niveau du contact outil-roche. Ce phénomène de rebond intervient surtout avec un outil de type tricône dont l'énergie se développe plutôt dans le sens longitudinal.

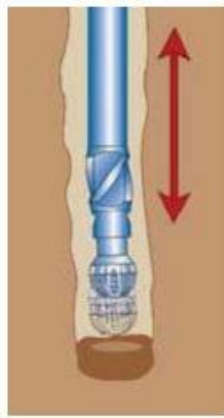


Figure 4. Vibration Longitudinal

### 1.5.2.2-Vibration Latérale

Cette vibration est aussi dite transversale, ou "tourbillonnante". Elle est causée par l'excentricité des tiges qui génère des forces centripètes pendant la rotation. Les mouvements tourbillonnant se produisant à la même vitesse de rotation de l'outil sur lui-même. Ce type de vibration est auto limité par le puits, mais il peut conduire à des dommages suite au contact avec le mur du puits.

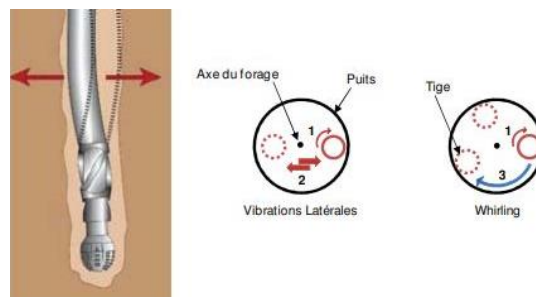


Figure 5. Vibration Latéral et Whirling

### 1.5.2.3-Vibration de Torsion

Ce type de vibrations est causé par le phénomène de « stick-slip » qui se produit quand une section du train de tiges est momentanément soumise à un frottement contre le puits. Les conséquences du « stick-slip » peuvent être assez graves dans la mesure où cela peut provoquer l'arrêt de la rotation du trépan. On s'intéresse à ce dernier type de vibrations.

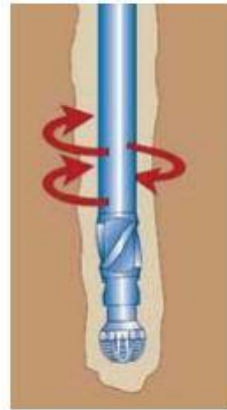


Figure 6. Vibration de Torsion

## 1.6- Vibration Stick & Slip

Le Stick & Slip est la première cause de défaillance et d'usure du train de tiges. Elle est due à la dynamique de torsion agressive subite par le système de forage qui se comporte comme un immense ressort de torsion.

Ces vibrations diminuent l'efficacité, la fiabilité, la performance et la sécurité qui sont des aspects importants dans le forage de puits profonds. En raison de la diminution des performances et de l'efficacité, les vibrations de chaîne de forage peuvent coûter des millions de dollars pour chaque compagnie. Ainsi, l'atténuation des vibrations et l'amélioration des performances de forage est de grand intérêt économique pour l'industrie pétrolière. En même temps, la sécurité reste la priorité absolue. En d'autres termes, atteindre une amélioration des performances (par exemple en réduisant les vibrations), implique des coûts réduits.

Le stick-slip est caractérisé par des phases dans lesquelles le trépan arrive à un arrêt complet (coincement) et les phases dans lesquelles le bit tourne plusieurs fois plus rapide que la vitesse angulaire désirée (glissement). Un résultat de simulation d'une tige de forage, avec une vitesse angulaire désirée de 50 RPM, qui souffre des vibrations stick-slip est illustré dans la figure suivante :

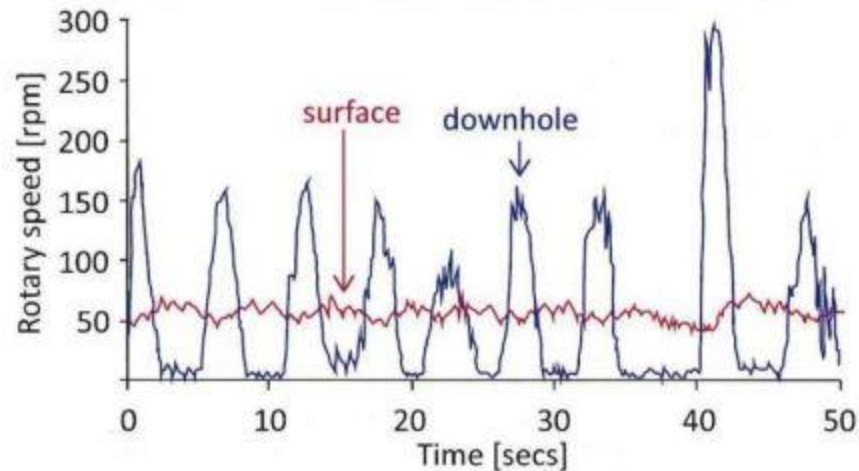


Figure 7 Simulation du phénomène Stick & Slip

La courbe en rouge montre la vitesse de la table de rotation qui varie entre 45 et 65 RPM et la courbe bleu montre la vitesse de rotation du trépan.

On peut remarquer que la vitesse de rotation du trépan peut atteindre 3 à 5 fois sa valeur nominal désirée et avec une période d'oscillation de 1 à 5 sec. Pendant cette période le trépan arrive parfois à un arrêt complet tandis la table de rotation continue de tourner à une vitesse moyenne d'environ 55 RPM ; Ce qui cause des fluctuations de torsion sur le train des tiges.

Ce phénomène entraine non seulement la défaillance du trépan due à une fatigue prématurée du train de tiges, mais aussi son usure prématurée en raison de sa vitesse élevée.

En pratique, la présence de vibrations de stick-slip peut être reconnue dans les mesures de fond et les mesures de surface. L'investigation sur ces vibrations en termes de modélisation, analyse en vue de les atténuer constitue un aspect important du forage.

## 1.7- Atténuation du Stick & Slip

Les approches permettant l'atténuation des vibrations peuvent être divisées en deux catégories : passives et actives.

Les méthodes passives sont groupées en trois sous catégories, l'optimisation de l'assemblage de fond (BHA), le choix du trépan et l'utilisation des équipements de fond. On prend par exemple les anti-stick-slip qui sont des outils mécaniques destinés à ajuster le couple de forage automatiquement et réduire les oscillations pour augmenter l'efficacité du forage

Les méthodes actives sont basées sur les techniques de contrôle. La technique la plus connue est « Soft Torque ». L'idée de cette technique est de faire tourner le système rotatif de surface très doucement. Pour la synthèse de ce régulateur, la dynamique du système est considérée comme un pendule de torsion à deux degrés de liberté, son premier mode de torsion peut être amorti par un régulateur PI basé sur les données de surface. Mais ces régulateurs ne peuvent pas toujours éliminer les vibrations de stick-slip spécialement pour les puits profonds et les puits inclinés. Une autre raison de ces échecs est l'incertitude (non-linéarité) dans l'interaction entre le trépan et la roche ainsi que le type de mesures utilisé (des mesures de fond ou celles de surface).

## 1.8- Conclusion

L'opération de forage est une opération industrielle immense qui a un coût très élevé. Pour qu'on puisse optimiser cette opération, il existe un paramètre principal à contrôler, le ROP.

Pour cela il est nécessaire :

- D'éliminer les vibrations pour que le ROP ne tende pas vers zéro.
- D'assurer un fonctionnement nominal du matériel pour minimiser le temps de maintenance.
- D'assurer une bonne construction de puits pour qu'il reste robuste et solide.
- D'adapter les paramètres de forage aux changements brusques et soudains de la formation.

La réalisation de ces objectifs nécessite au premier temps une maîtrise de l'environnement, c'est-à-dire qu'il nous faut des mesures réelles des paramètres, en particulier la vitesse angulaire du trépan. Il existe des capteurs très performants pour cette tâche, mais l'utilisation de ce type de dispositif augmente le coût et la possibilité d'occurrence de défaillances.

Pour contourner ces problèmes on va proposer des outils mathématique très puissants en automatique qui sont les observateurs d'états, et on va tester leurs performances en les combinant à des techniques de commande pour assurer l'atténuation du Stick & Slip.

# Chapitre II : modélisation

## 2. Modélisation

### 2.1- Introduction

Ce chapitre présente tout d'abord, une étude du modèle centralisé (Lumped), généralement associé au system de forage. Nous aborderons aussi, le modèle distribué qui prend en considération le phénomène de retard dans le système. Ensuite nous présentons l'étude de frottement non-linéaire afin de modéliser le couple [1] imposé par la formation sur l'outil. Ce qui est indispensable pour simulé une opération de forage.

Pour la modélisation centralisée, on utilise une ligne de transmission masse-ressort de 2-DDL (Top drive + train des tiges et BHA) [6].

Pour la modélisation distribuée, on utilise une équation d'onde linéaire (équation d'onde de d'Alembert) soumise à des conditions aux limites correspondant au frottement outil-formation. [4]

Enfin, nous utiliserons les données réelles enregistrées pendant le forage d'un puits et fournies par Sonatrach afin d'identifier les paramètres du modèle et le valider [7] [8] [9] .

## 2.2- Modélisation centralisé

### 2.2.1- Modèle centralisé avec plusieurs degrés de liberté

Comme la chaîne de forage est soumise à des torsions au niveau des tiges et du BHA, on peut les remplacer par un ressort de torsion et un amortisseur [6] [10] comme indiqué dans la Figure 8. Les équations électriques, les dynamiques latérales et axiales sont négligées

La BHA est considéré comme un corps rigide parce que :

$$\frac{K_{DP}}{K_{BHA}} = 0.008$$

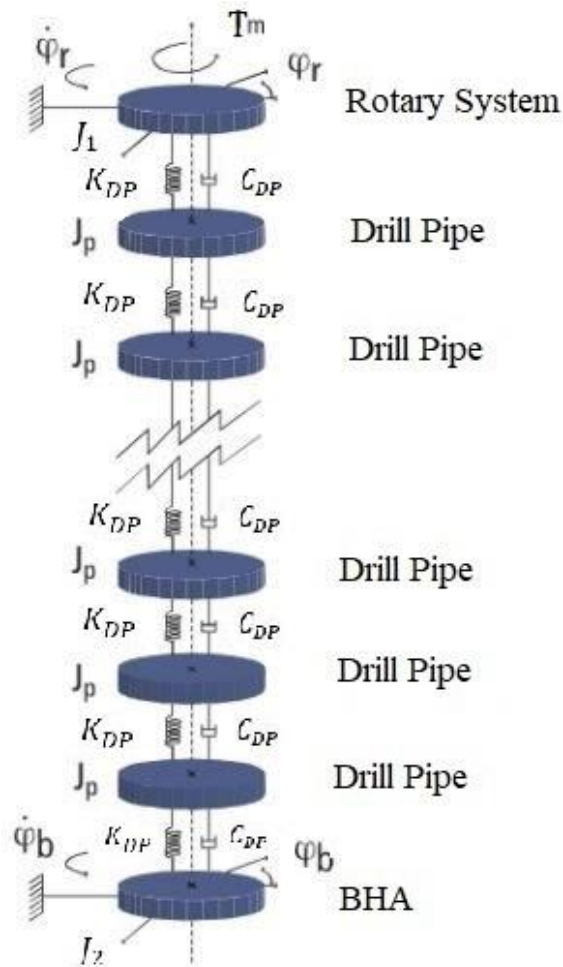


Figure 8 Modèle de chaîne de forage avec plusieurs DLs



Les paramètres et l'équation qui modélisent la dynamique du système :

$$J = \begin{bmatrix} J_1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & J_n \end{bmatrix} \quad 2.2.1$$

$$C = \begin{bmatrix} C_{s1} + C_1 & -C_{s1} & 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ -C_{s1} & C_2 + C_{s1} + C_{s2} & -C_{s2} & 0 & \cdots & \vdots \\ 0 & -C_{s2} & \ddots & -C_{s3} & 0 & \vdots \\ \vdots & 0 & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ \vdots & \cdots & 0 & -C_{s_{n-2}} & \ddots & -C_{s_{n-1}} \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 & -C_{s_{n-1}} & C_{sn} + C_{s_{n-1}} \end{bmatrix} \quad 2.2.2$$

$$K = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 & 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ -K_1 & K_1 + K_2 & -K_2 & 0 & \cdots & \vdots \\ 0 & -K_2 & \ddots & -K_3 & 0 & \vdots \\ \vdots & 0 & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ \vdots & \cdots & 0 & -K_{n-2} & \ddots & -K_{n-1} \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 & -K_{n-1} & -K_{n-1} \end{bmatrix} \quad 2.2.3$$

Où :

$n$  est le nombre de degrés de libertés

$$k = \frac{G I_i}{L_i} \quad 2.2.4$$

$$C_{s_i} = 2\xi\sqrt{k_i J_i} \quad 2.2.5$$

$$C_i = D r L_{DP_i} \quad 2.2.6$$

$$J_p = \rho_{DP} I_{DP} L_{DP} \quad 2.2.7$$

$$J_2 = G\rho \frac{\pi}{32} \left[ I_{dc} (d_{0,dc}^4 - d_{i,dc}^4) + I_{hdp} (d_{0,hdp}^4 - d_{i,hdp}^4) + \frac{I_{dp}}{3} (d_{0,dp}^4 - d_{i,dp}^4) \right] \quad 2.2.8$$

Et le système est représenté avec l'équation suivante :

$$\mathbf{q}' = \underline{\underline{A}}\mathbf{q} + \mathbf{T} \quad (2.2.9)$$

$$\mathbf{q} = \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \vdots \\ \varphi_n \\ \Omega_1 \\ \vdots \\ \Omega_n \end{bmatrix}, \underline{\underline{A}} = \begin{bmatrix} \underline{\underline{0}} & \underline{\underline{I}} \\ \underline{\underline{J}}^{-1}(-\underline{\underline{K}}) & \underline{\underline{J}}^{-1}(-\underline{\underline{C}}) \end{bmatrix}, \mathbf{T} = \underline{\underline{J}}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ -T_1 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ T_n \end{bmatrix} \quad (2.2.10)$$

Avec  $\underline{\underline{I}}$  une matrice d'identité ( $n \times n$ ) et  $\underline{\underline{0}}$  une matrice zéro ( $n \times n$ ) et les vecteurs des conditions initiales de vitesse et de déplacement sont :

$$\begin{aligned} \varphi_0 &= [\varphi_{1_0} \varphi_{2_0} \dots \varphi_{n_0}]^T \\ \Omega_0 &= [\Omega_{1_0} \Omega_{2_0} \dots \Omega_{n_0}]^T \end{aligned} \quad (2.2.11)$$

D'après l'interprétation des résultats dans [10] , il est clair qu'il n'y a pas une grande différence entre les performances du modèle à plusieurs degrés de liberté et les performances du modèle avec deux degrés de liberté seulement.

Donc afin d'éviter la complexité et d'optimiser le temps de calcul on utilise un modèle avec deux degrés de liberté seulement.

### 2.2.2- Simplification de la chaîne de forage

Comme la chaîne de forage est soumise à des torsions au niveau des tiges et BHA, on peut la remplacer avec un ressort de torsion et un amortisseur [6] [10] comme indiqué dans Figure 9. Les équations électriques, les dynamiques latérales et axiales sont négligées

La BHA est considéré comme un corps rigide parce que :

$$\frac{K_{DP}}{K_{BHA}} = 0.008$$

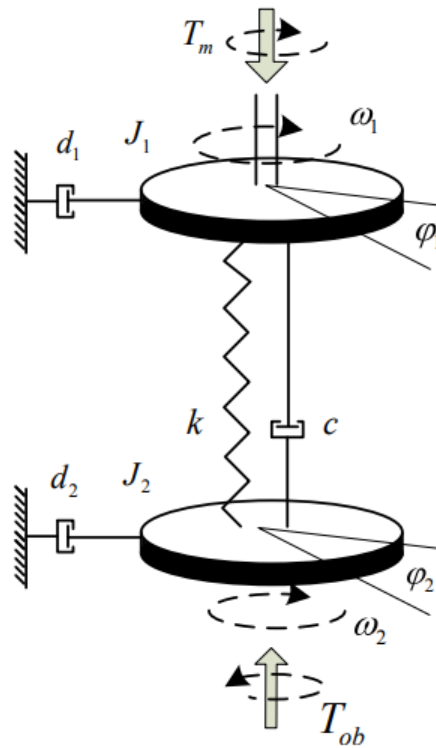


Figure 9. Modèle de chaîne de forage avec 2DL

### 2.2.3- Equations de la chaîne de forage [6]

Un système centralisé (Lumped) de 2-DDI est modélisé par le système d'équations suivant :

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + k(\varphi_1 - \varphi_2) + d_1 \dot{\varphi}_1 &= T_m \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - k(\varphi_1 - \varphi_2) + d_2 \dot{\varphi}_2 &= -T_{tob} \end{aligned} \quad (2.2.12)$$

$\rho$	Masse volumique du train de forage
$G$	Module de cisaillement
$k$	coefficient de rigidité
$c$	coefficient d'amortissement structurel
$J_1$	l'inertie de l'entraînement supérieur
$J_2$	l'inertie du BHA
$D_r$	Facteur d'amortissement de la boue
$\xi$	Facteur d'amortissement
$d_1$	coefficient s'amortissement visqueux de l'entraînement supérieur
$d_2$	coefficient s'amortissement visqueux du BHA
$\varphi_1$	déplacement angulaire de l'entraînement supérieur
$\varphi_2$	déplacement angulaire de BHA

Table 1 table d'identification des paramètres du modèle

Les paramètres  $J1$ ,  $J2$  et  $d1$  peuvent être facilement mesurés,  $c$  et  $k$  sont en fonction de la profondeur du forage. Mais seul le coefficient d'amortissement visqueux  $d2$  du BHA est difficile à déterminer. Généralement, il a une valeur de 50 Nm.s/rad. [6]

## 2.2.4- Modélisation du TOB

Le TOB est principalement généré par le couple nécessaire pour écraser et couper la roche et par le frottement le long du BHA. Les vibrations stick-slip du train de tiges sont excitées par l'interaction entre le trépan et la formation rocheuse. Par conséquent, il est très important de construire un modèle du TOB pour étudier le mécanisme de vibration. [1] [4]

Plusieurs modèles de friction sont disponibles dans la littérature, parmi lesquels le modèle Stribeck et le modèle Karnopp qui sont les plus souvent utilisés ces dernières années. L'inconvénient du modèle de Stribeck est l'incertitude et la discontinuité à une vitesse nulle. C'est-à-dire qu'il ne permet pas de décrire avec précision les caractéristiques statiques du frottement. Afin d'éviter le problème de la description de striction non unique, en prenant le bit PDC à titre d'exemple, le modèle de Karnopp est appliqué pour représenter le changement du TOB:

$$T_{tob} = \begin{cases} M, & \text{if } |\dot{\varphi}_2| \leq \Delta\omega \text{ and } |M| \leq M_a \\ M_a \text{sgn}(\dot{\varphi}_2), & \text{if } |\dot{\varphi}_2| \leq \Delta\omega \text{ and } |M| > M_a \\ [M_0 + (M_a - M_0)e^{-\xi|\dot{\varphi}_2 - \Delta\omega|}] \text{sgn}(\dot{\varphi}_2), & \text{if } |\dot{\varphi}_2| > \Delta\omega \end{cases} \quad (2.2.13)$$

Avec:

$$M = c(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + k(\varphi_1 - \varphi_2) \quad (2.2.14)$$

$$M_a = \mu_a^* \text{WOB} * R \quad (2.2.15)$$

$$M_0 = \mu_o * \text{WOB} * R \quad (2.2.16)$$

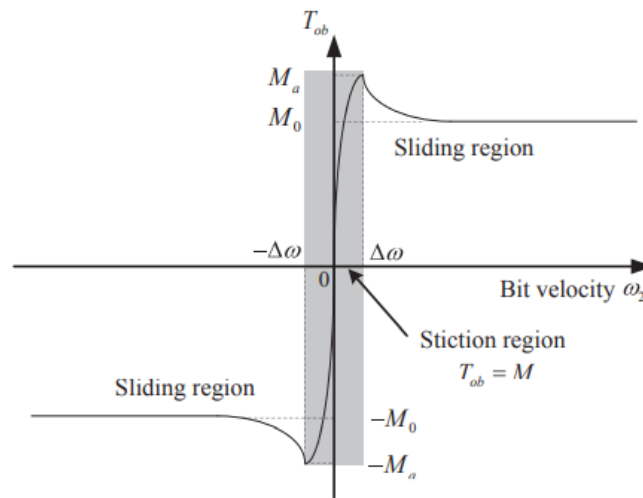


Figure 10. variation du TOB en fonction de  $\dot{\varphi}_2$  suivant le modèle de Karnopp

### 2.2.4.1- Explication du « Stick & Slip » :

- Quand le trépan s'arrête suite, par exemple, à l'augmentation soudaine du WOB, le frottement nécessaire pour remettre le BHA en mouvement sera  $M_a$ .
- Vu que le top drive continue à tourner à une certaine vitesse, et que le train de tiges – en raison de sa longueur – est assez flexible, ce dernier va se tordre jusqu'à ce que le couple du train de tiges atteigne la valeur des frottements statiques  $M_a$ . Le trépan commence alors à se mouvoir.
- Il dépasse alors sa vitesse nominale et comme l'amortissement de trépan est faible, il finira par s'arrêter, et le cycle se répète. Le modèle proposé par Karnopp est utilisé le long de notre travail. [1]

grandeur	valeur	Unité
R	0.0406	m
$u_a$	0.8	/
$u_0$	0.5	/
$\xi$	0.9	/
$\Delta\omega$	0.0001	m/s

Table 2. Paramètres du modèle de TOB d'après la littérature

Ce modèle de TOB a été abordé dans plusieurs papiers, et a été validé par [9] avec des données réelles.

### 2.2.5- Identification des paramètres de chaîne de forage

On peut écrire le moment d'inertie de masse équivalent comme suit : [8] [11]

$$J_2 = J_{dc} + J_{hdp} + J_{dp}$$

$$J_2 = G\rho \frac{\pi}{32} \left[ I_{dc}(d_{0,dc}^4 - d_{i,dc}^4) + I_{hdp}(d_{0,hdp}^4 - d_{i,hdp}^4) + \frac{I_{dp}}{3}(d_{0,dp}^4 - d_{i,dp}^4) \right] \quad (2.2.14)$$

Le coefficient de rigidité est [7]

$$k = \frac{GI_{DP}}{L_{DP}} \quad 2.2.15$$

Coefficient d'amortissement structurel est [7]

$$c = 2\xi\sqrt{kJ_1} \quad 2.2.16$$

Nous considérons le dimensionnement suivant de la chaîne de forage en se basant sur les données d'un puits de SONATRACH :

Outil	Quantité	Langueur (m)	O.D(in)	I.D(in)	Poids Kg/m
trépan	1	0.39	16	3	/
DC 9 <sup>1/2</sup> "	3	9.14	9 1/2	3	323.18
DC - 8"	12	9.14	8	2 13/16	223.11
HWDP	5	9.14	5	3	70
Drill Pipe	133	9.14	5	4.276	32.55

Table 3. Description de chaîne de forage

$\rho$	Masse volumique du train de forage	7850	Kg/m <sup>3</sup>
G	Module de cisaillement	79.6*10 <sup>9</sup>	Nm/m <sup>2</sup>
k	coefficient de rigidité	905.14	Nm/rad
c	coefficient d'amortissement structurel	249.46	N m s /rad
J1	l'inertie de l'entraînement supérieur	2122	Kg.m <sup>2</sup>
J2	l'inertie du BHA	149.88	Kg.m <sup>2</sup>
Dr	Facteur d'amortissement de la boue	0.2	/
$\xi$	Facteur d'amortissement	0.016	/
d1	coefficient s'amortissement visqueux de l'entraînement supérieur	835.6	N m s /rad
d2	coefficient s'amortissement visqueux du BHA	50	N m s /rad

Table 4. Paramètres du système

## 2.2.6- Modèle d'état

Comme les paramètres qui décrivent la dynamique et le phénomène de stick and slip sont la vitesse du Trépan  $\dot{\varphi}_2$ , la vitesse du Top Drive  $\dot{\varphi}_1$  et le déplacement  $\varphi_1 - \varphi_2$ , on prend  $x$  le vecteur d'état comme suite :

$$x = [\dot{\varphi}_1 \quad \varphi_1 - \varphi_2 \quad \dot{\varphi}_2]^T = [x_1 \quad x_2 \quad x_3]^T \quad 2.2.17$$

Est d'après (2.2.12) on peut introduire la forme d'espace d'état suivante

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \mathbf{A}x + \mathbf{B}u + \mathbf{D}T_{tob} \\ y &= \mathbf{C}x \end{aligned} \quad 2.2.18$$

Tel que

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{c+d_1}{J_1} & -\frac{k}{J_1} & \frac{c}{J_1} \\ 1 & 0 & -1 \\ \frac{c}{J_2} & \frac{k}{J_2} & -\frac{c+d_2}{J_2} \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 1 \\ J_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{D} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ -\frac{1}{J_2} \end{bmatrix}, \mathbf{C} = [1 \quad 0 \quad 0].$$

Avec A une matrice non-singulière. [6]

## 2.3- Modélisation distribué

La modélisation distribuée a été développée la première fois par Shell Développement Company en 1960, l'idée était d'analyser les vibrations longitudinales et de torsion avec des équations d'ondes.

Comme cette méthode a donné un comportement très proche des résultats réels dans plusieurs contributions, elle est la plus utilisée dans plusieurs travaux d'analyse et de commande.

Pour modéliser le retard remarqué dans la transmission de mouvement dans les chaînes de forage, on se base sur les équations de d'Alembert pour étudier et construire le modèle. [4]

### 2.3.1- Comportement oscillatoire de la chaîne de forage

On commence par décrire l'équation aux dérivées partielles hyperbolique qui modélisent la propagation d'onde dans une chaîne de forage de longueur L.

Avec  $\varphi$  le déplacement du Top Drive.

$$GJ \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}(x, t) - I \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} - \gamma \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t}(x, t) = 0 \quad 2.3.1$$

Comme la majeure partie de la dissipation d'énergie dans les systèmes de forage se produit au niveau des interactions outil-formation, 2.3.1 est réduite comme suit

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}(x, t) \quad 2.3.2$$

Avec

$$c = \sqrt{\frac{I}{GJ}} \quad 2.3.3$$

## 2.3.2- Conditions aux limites Cinématiques

### 2.3.2.1- Au niveau du Top drive

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t}(0, t) = \Omega(t) \quad 2.3.4$$

Tel que  $\Omega$  est la vitesse de rotation de l'arbre du moteur.

La vitesse angulaire provenant du rotor  $\Omega$  ne correspond pas à la vitesse de rotation de la charge  $\frac{\partial \varphi}{\partial t}(0, t)$  cette vitesse de glissement entraîne la torsion locale du train de tiges :

$$GJ \frac{\partial \varphi}{\partial x}(0, t) = \beta \left( \frac{\partial \varphi}{\partial t}(0, t) - \Omega(t) \right) \quad 2.3.5$$

Où  $\beta$  désigne le moment angulaire à l'extrémité supérieure et  $\Omega(t)$  notre commande qui est la vitesse de rotation du rotor (l'arbre de moteur).

### 2.3.2.2- Au niveau de l'outil

$$I_B \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2}(L, t) = -GJ \frac{\partial \varphi}{\partial x}(L, t) - T \left( \frac{\partial \varphi}{\partial t}(L, t) \right) \quad 2.3.6$$

$I_B$  est le moment d'inertie de l'assemblage au fond du puit.

L'extrémité ( $x = L$ ), est soumise à un couple  $T$ , fonction de la vitesse de l'outil.

Le modèle de  $T$  comprend un terme linéaire  $c_b \left( \frac{\partial \varphi}{\partial t}(L, t) \right)$  représentant le couple d'amortissement visqueux qui se rapproche de l'influence de la boue et un terme non linéaire  $F \left( \frac{\partial \varphi}{\partial t}(L, t) \right)$  représentant le couple de frottement sur l'outil qui modélise le contact outil-formation, c'est-à-dire :

$$T \left( \frac{\partial \varphi}{\partial t}(L, t) \right) = c_b \frac{\partial \varphi}{\partial t}(L, t) + F \left( \frac{\partial \varphi}{\partial t}(L, t) \right) \quad 2.3.7$$

$$F \left( \frac{\partial \varphi}{\partial t}(L, t) \right) = WOB \cdot R \cdot (\mu_c + (\mu_s - \mu_c) e^{-\gamma |\dot{\varphi}(L,t)|})$$



### 2.3.3- Résolution de l'équation d'onde

#### 2.3.3.1- Modèle à retard de type neutre :

Le modèle basé sur l'équation d'onde fournit une description réaliste des variables du système distribué. Cependant, dans certaines circonstances il est commode de traiter un modèle relativement plus simple impliquant uniquement les variables d'intérêt primaires. Cette section présente une procédure directe pour dériver, à partir de l'équation d'onde à dérivés partielles, un modèle entrée-sortie équivalent décrit par une équation à dérivés ordinaires avec un retard de type neutre reliant les variables aux deux extrémités de la chaîne de forage. En réduisant le problème à une équation à retard de type neutre, nous sommes en mesure d'exploiter les techniques de la théorie des systèmes à retard pour mieux comprendre la complexité de l'analyse et de la simulation des modèles EDP.

La méthode de d'Alembert fournit une solution à l'équation d'onde unidimensionnelle en introduisant les variables  $v = t + cx$  et  $\eta = t - cx$ , la solution générale de l'équation d'onde, décrivant le comportement du système de forage en torsion, est donnée par :

$$\varphi(x, t) = \chi(v) + \psi(\eta) \quad 2.3.8$$

Où  $v$  et  $\eta$  sont des fonctions réelles à valeurs arbitrairement différentiables, avec  $v$  représentant une onde ascendante et  $\eta$  une onde descendante. On définit la vitesse de l'outil :

$$\dot{\varphi}_b(L, t) = \frac{\partial \varphi}{\partial t}(L, t) = \dot{v}(t + \tau) + \dot{\eta}(t - \tau) \quad 2.3.9$$

avec :  $\tau = cL$

On remplace les deux équations précédentes dans les conditions aux limites et après un développement on trouve :

$$\ddot{\varphi}_b(t) = \Upsilon \ddot{\varphi}_b(t - 2\tau) - \Psi \dot{\varphi}_b(t) - \Upsilon \Psi \dot{\varphi}_b(t - 2\tau) - \frac{1}{IB} T(\dot{\varphi}_b(t)) - \frac{1}{IB} T(\dot{\varphi}_b(t - 2\tau)) + \Gamma \Omega(t - \tau) \quad 2.3.10$$

Avec :

$$\Upsilon = \frac{\beta - cGJ}{\beta + cGJ} \quad 2.3.11$$

$$\Gamma = \frac{2\Psi}{\beta + cGJ} \quad 2.3.12$$

$$\Gamma = \frac{cGJ}{I_B} \quad 2.3.12$$

et  $\dot{\varphi}_b$  est la vitesse de rotation de l'outil de forage.

## 2.4- Validation

La validation est élaborée par l'injection du WOB et  $T_m$  comme entrées de notre modèle. Ensuite, nous comparons la sortie du système avec les données réelles (en utilisant la DSP).

L'objectif principal de ce travail est l'estimation de la vitesse de l'outil  $\dot{\varphi}_2$ , donc en particulier on s'intéresse à cette sortie. [9]

### 2.4.1- Densité spectrale de puissance (DSP)

Comme la tâche est de modéliser les vibrations de stick slip durant le forage, il faut d'abord utiliser des outils qui permettent de mieux analyser le comportement observé, pour cela on utilise la densité spectrale de puissance.

On définit la densité spectrale de puissance (*DSP*) comme étant le carré du module de la transformée de Fourier, divisé par la largeur de bande spectrale, elle-même égale à l'inverse du temps d'intégration  $T$  (ou, plus rigoureusement, la limite quand  $T$  tend vers l'infini de l'espérance mathématique du carré du module de la transformée de Fourier du signal - on parle alors de densité spectrale de puissance moyenne). Ainsi, si  $x$  est un signal et  $X$  sa transformée de Fourier, la densité spectrale de puissance vaut

$$\Gamma_x = |X|^2 * T \quad 2.4.1$$

Elle représente la répartition fréquentielle de la puissance d'un signal suivant les fréquences qui le composent (son unité est de la forme  $\frac{Ux^2}{Hz}$  où  $U_x$  représente l'unité physique du signal  $x$ , soit par exemple  $\frac{V^2}{Hz}$  )

Elle sert à caractériser les signaux aléatoires gaussiens stationnaires et ergodiques et se révèle indispensable à la quantification des bruits électroniques.

Calculer la densité spectrale de puissance à l'aide de l'autocorrélation permet d'accéder à une estimation parfaite de celle-ci, malgré le fait que le calcul de l'autocorrélation nécessite beaucoup de ressources. La définition de la fonction d'autocorrélation temporelle moyenne d'un signal  $x$  à temps continu est :

$$\gamma(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^{+T} x^*(t)x(t + \tau)dt \quad 2.4.2$$

où  $*$  est la conjugaison complexe.

Prise au point  $\tau$ , cette fonction mesure en quelque sorte la manière dont les structures que l'on peut voir dans un signal se répètent sur des échelles de temps de l'ordre de  $\tau$ .

Les propriétés de la transformée de Fourier impliquent que la densité spectrale est la transformée de Fourier de l'autocorrélation.

C'est le théorème de Wiener–Khinchine :

$$\mathcal{F}[\gamma] = \mathcal{F}[x] \times \mathcal{F}[x^*(-)] = X \cdot X^* = \Gamma \quad 2.4.3$$

De par l'hypothèse d'ergodicité, on assimile l'auto covariance du signal (propriété statistique) à son autocorrélation (propriété temporelle). Cette hypothèse n'est pas forcément vérifiée en pratique, en particulier lorsque le processus étudié n'est pas stationnaire .

### 2.4.1.1- Plus de détails :

Calculons  $\Gamma(\omega)$  la transformée de Fourier de l'autocorrélation :

$$\Gamma(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} x^*(t)x(t + \tau)e^{-j\omega\tau} dt d\tau \quad 2.4.4$$

Cette expression peut se mettre sous la forme :

$$\Gamma(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left( \int_{-\infty}^{+\infty} x(t + \tau)e^{-j\omega(t+\tau)} d\tau \right) x^*(t)e^{+j\omega t} dt$$

On effectue dans l'intégrale centrale le changement de variable  $u = t + \tau$  et il vient :

$$\Gamma(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left( \int_{-\infty}^{+\infty} x(u)e^{-j\omega u} du \right) x^*(t)e^{+j\omega t} dt$$

Soit encore :

$$\Gamma(\omega) = X(\omega) \int_{-\infty}^{+\infty} x^*(t) e^{j\omega t} dt$$

On effectue le changement de variable  $u = -t$  et on obtient :

$$\Gamma(\omega) = X(\omega) \int_{-\infty}^{+\infty} x^*(-u) e^{-j\omega u} du$$

En utilisant les caractéristiques de la transformée de fourrier on a

$$\Gamma(\omega) = X(\omega)X^*(\omega)$$

Finalement :

$$\Gamma(\omega) = |X(\omega)|^2 \quad 2.4.5$$

Cette méthode est implémenté dans l'environnement Matlab donc on va l'utiliser pour calculer la DSP des données réelles et des données simulées est puis comparer la phase et l'amplitude. [12]

### 2.4.2- Sévérité du stick-slip (SSS)

La sévérité de stick slip, est un facteur a calculer entre 0 et 100%, Le critère de gravité de stick & slip est donné par l'équation suivante

$$SSS = \left( \frac{DRPM_{max} - DRPM_{min}}{2SRPM} \right) \cdot 100 \quad 2.4.6$$

Cette équation est utilisée dans l'industrie pour évaluer la sévérité du stick-slip (SSS). Par exemple, si le SSS est égal à 100%, cela signifie que l'amplitude d'oscillation atteint la valeur double du SRPM.

Quand la valeur de SSS est supérieure à 0, c'est un indicateur de l'existence des vibrations indésirable, mais seulement quand le SSS est supérieure à 15% ça devient un risque envers la ligne du forage. [10] [9]

### 2.4.3- Description des données

Nous possédons deux ensembles de données, la première partie des données représente un faible phénomène de stick slip c'est à dire la vitesse du trépan oscille autour la vitesse du Top-Drive avec une très grande fréquence et amplitude qui peut endommager la ligne de forage.

Le deuxième ensemble représente le stick slip développé qui arrête le trépan d'un coup et le relâche avec une vitesse importante entraînant un déplacement dangereux tout le long de la ligne de forage, ce phénomène est le plus dangereux durant une opération de forage.

Le SSS est toujours supérieure à 15%, dans les deux ensembles.

## 2.4.4- Simulation :

### 2.4.4.1- Modèle centralisé

#### 2.4.4.1.1- Densité spectral de puissance (Ensemble 1)

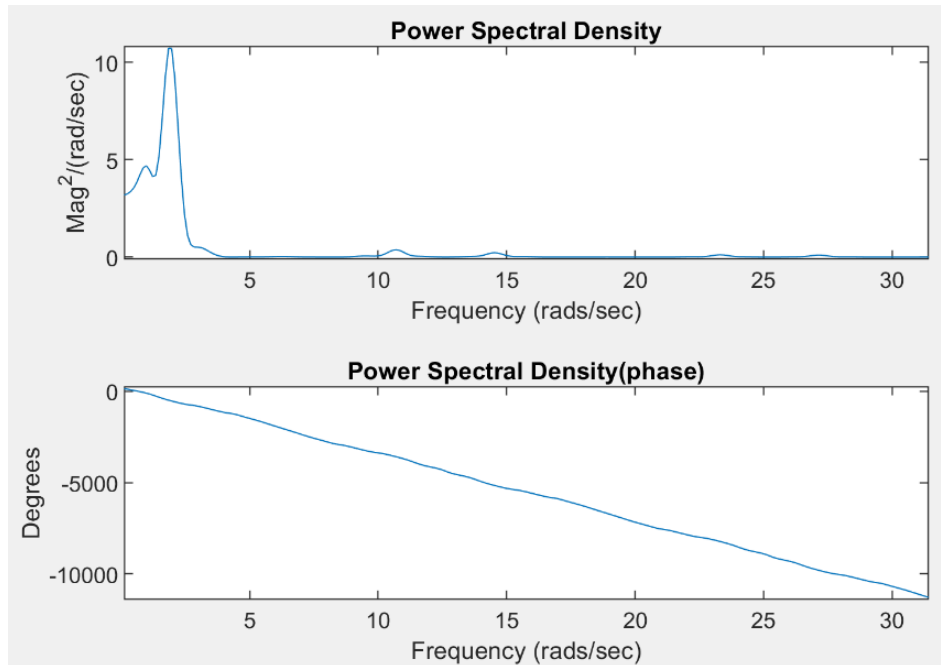


Figure 11 DSP du DRPM réel

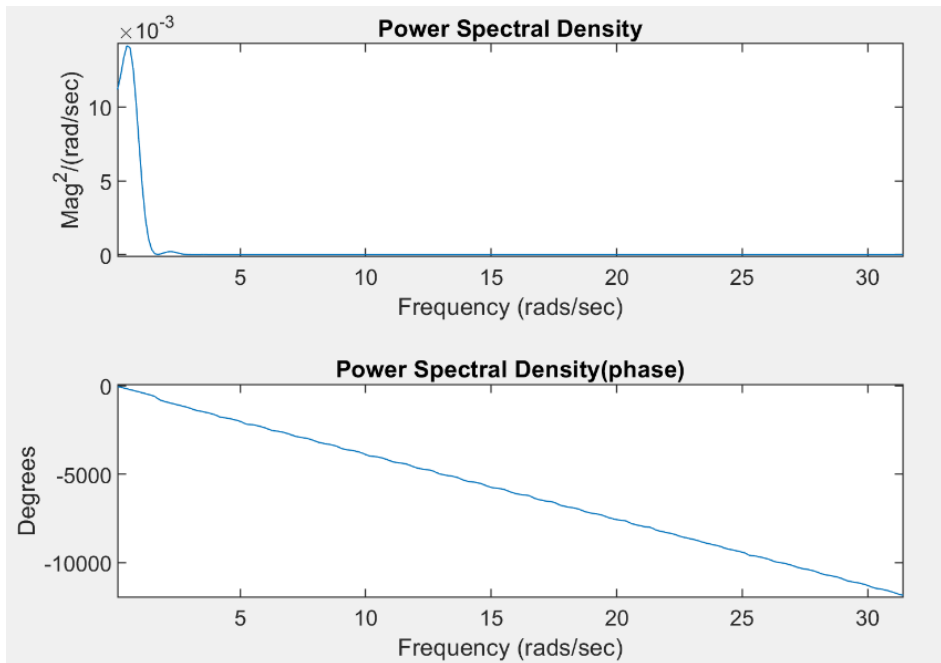


Figure 12 DSP du DRPM simulé(modèle centralisé)

D'après le résultat suivant il est clair que le modèle centralisé ne peut pas suivre les données réelles en amplitude (ce qui est trivial d'après les pics dans l'amplitude) mais seulement en fréquence d'oscillation.

Ainsi que ce modèle ne représente pas le retard produit par les systèmes "Lumped"

Mais, il y a une très bonne représentation en phase.

#### 2.4.4.1.2- Ensemble2

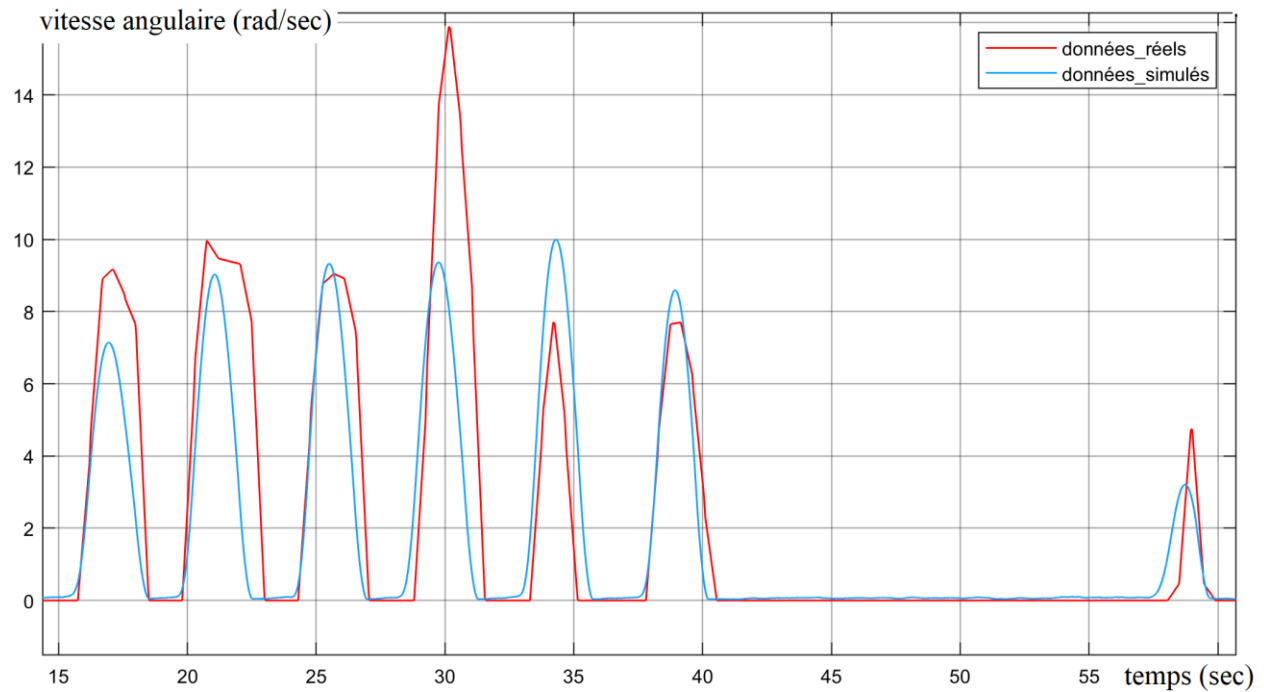


Figure 13 réponse du modèle centralisé au Stick & Slip

D'après Figure 13 il est clair que notre modèle centralisé offre une très bonne représentation du phénomène de Stick & Slip développé dans le système.

Ce qui est important pour un opérateur dans le forage c'est de savoir les intervalles de Stick, les intervalles et amplitudes de Slip, ce qui est disponible en utilisant ce modèle.

## 2.4.4.2- Modèle distribué

### 2.4.4.2.1- Densité spectrale de puissance (Ensemble 1)

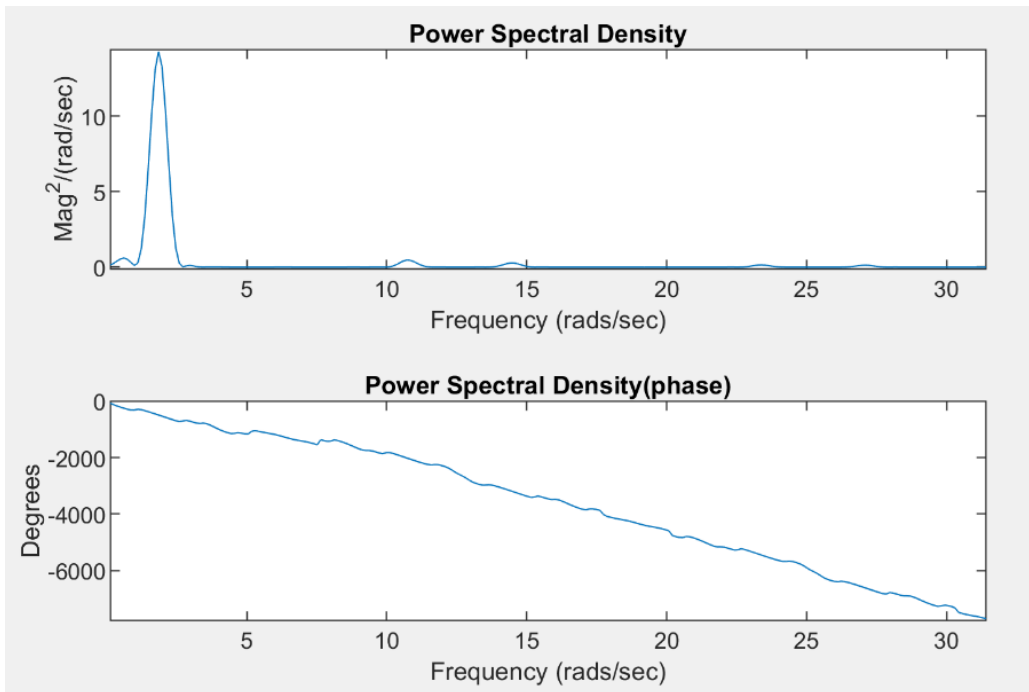


Figure 14 DSP du DRPM réel

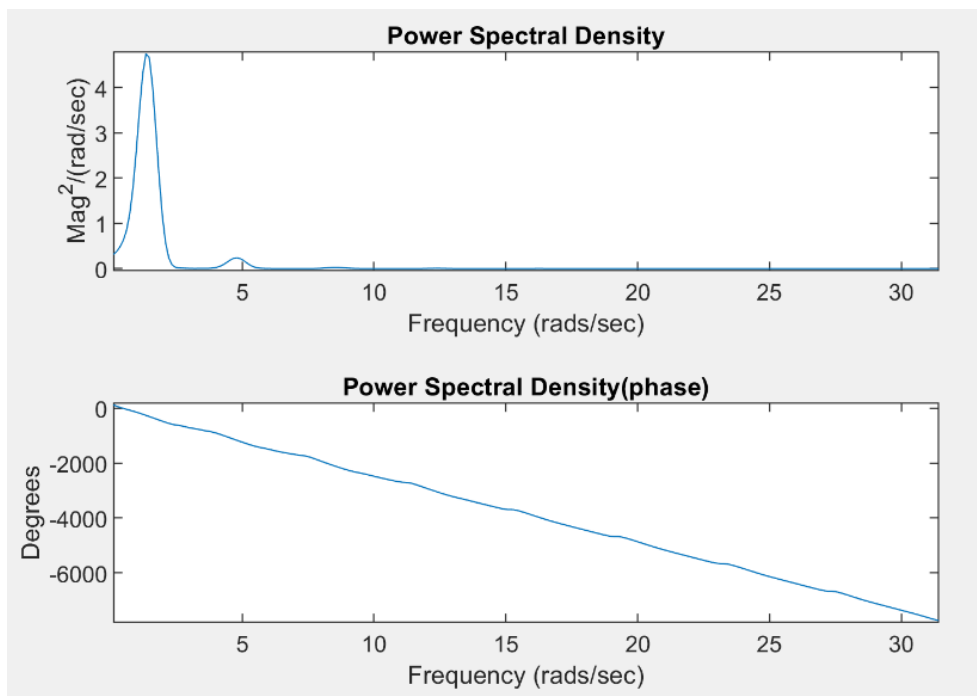


Figure 15 DSP du DRPM simulé (modèle distribué)

Les mêmes problèmes du modèle centralisé sont présents ici dans le modèle distribué sauf que ce dernier prend en compte le retard des systèmes “Lumped”.

Comme il est clair que la différence d’amplitude entre la réponse du modèle et données réelles a diminué mais pas suffisamment.

#### 2.4.4.2- Ensemble2

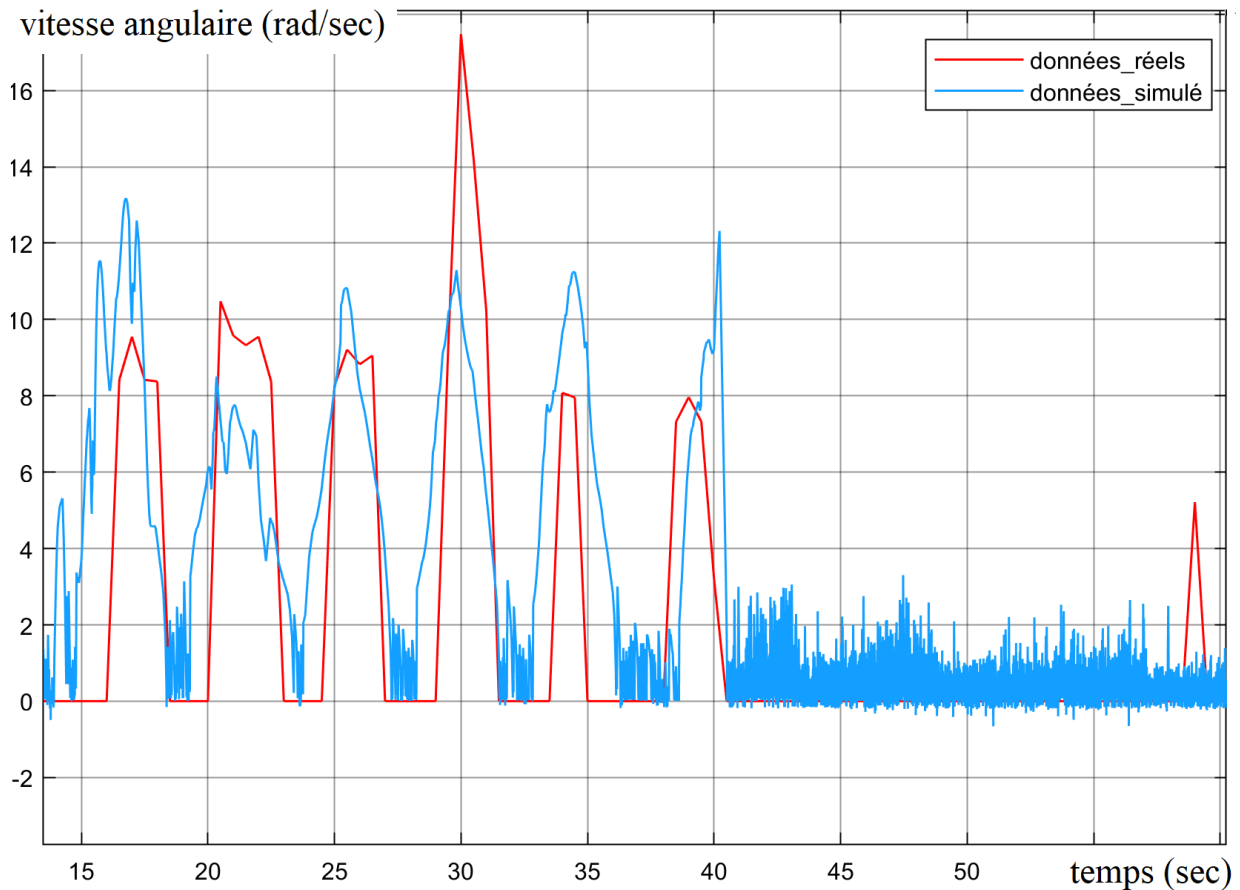


Figure 16 réponse du modèle centralisé au Stick & Slip développer

Le modèle distribué offre une réponse similaire à celle du modèle centralisé, mais il présente une oscillation inférieure à 3 rad/sec pour les valeurs nulles, cette oscillation augmente le temps de simulation énormément.



## 2.5- Conclusion

Les deux modèles « centralisé et distribué » offrent une réponse acceptable par rapport au stick and slip qui se développe au sein du système, le modèle distribué est plus réaliste mais il faut un hardware puissant pour diminuer le temps de simulation et le rendre utilisable en temps réel.

Pour le faible Stick & Slip les deux modèles suivent en fréquence et en phase les oscillations de la vitesse du trépan, mais pas en amplitude.

Le modèle distribué prend en considération le retard qui caractérise les systèmes “Lumped” mais le modèle centralisé n’a pas cette caractéristique.

Donc la différence entre les deux modèles est la dynamique du retard et le temps de simulation.

D’après ces résultats, on choisit le modèle centralisé pour continuer le travail, parce qu’il offre une réponse similaire au résultat réel, il est en forme modale et on n’a pas besoin de hardware puissant pour le simuler.

Chapitre III :  
Estimation des paramètres du  
fond dans une opération de  
forage

## **3. Estimation des paramètres du fond dans une opération de forage**

### **3.1- Introduction**

Les vibrations indésirables du stick & slip du train de tiges peuvent entraîner des défaillances prématurées des composants et des opérations de forage inefficaces ou même des accidents de forage graves.

Cependant, une caractéristique des systèmes de forage est que seule la vitesse d'entraînement supérieure, WOB,  $T_m$  peuvent être mesurés, ce qui limite les contrôleurs utilisés dans le domaine [13], on propose l'utilisation des estimateurs (Luenberger, sliding mode ...) pour repérer la position, la vitesse du trépan et le « Torque on bit » en fonction des mesures effectuées en surface et la dynamique du système étudié dans chapitre 2.

Trois type d'estimateur sont présentés dans cette étude, Luenberger, Luenberger « dumping optimum procedure » et estimateur par modes glissants.

La première étape est de transformer le système en une forme étendue « extended » pour accéder au TOB afin de pouvoir l'estimer. [13]

La deuxième étape est la synthèse des observateurs.

Finalement la comparaison entre les résultats obtenus.

## 3.2- Les estimateurs d'état :

Un estimateur d'état est une extension d'un modèle représenté sous forme de représentation d'état. Lorsque l'état d'un système n'est pas mesurable à cause du prix d'un capteur ou l'inexistence d'un certain instrument, on conçoit un observateur qui permet de reconstruire l'état à partir d'un modèle du système dynamique et des mesures d'autres grandeurs .

La théorie de l'observateur d'état a tout d'abord été introduite par Kalman et Bucy pour un système linéaire dans un environnement stochastique (Filtre de Kalman-Bucy). Puis Luenberger a fait une théorie générale des observateurs pour les systèmes linéaires déterministes, introduisant notamment les notions d'observateur réduit et d'observateur minimal. Les observateurs linéaires ont donné lieu à des travaux récents, allant vers une généralisation toujours plus poussée. Pour les systèmes non linéaires, le filtre de Kalman étendu reste très utilisé malgré les résultats importants obtenus récemment sur les observateurs non linéaires à grand gain. Une problématique très importante est celle de la robustesse des observateurs. Un apport fondamental est celui de Doyle et Stein, avec le procédé LTR ("Loop Transfer Recovery") dont une interprétation entièrement algébrique a pu être donnée dans le cas mono-variable

### 3.2.1- Conception d'observateurs

La représentation d'état de notre système dans chapitre 2 est comme suit :

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu + DT_{ob} \\ y = Cx \end{cases} \quad 3.2.1$$

On a seulement la vitesse du Top drive qui est mesurée, donc il faut l'utiliser avec la dynamique du système pour estimer la différence angulaire  $x_2$ , la vitesse de trépan  $x_3$  et le TOB (le bruit).

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + D\hat{T}_{Tob} + K(y - \hat{y}) \\ \hat{y} = C\hat{x} \end{cases} \quad 3.2.2$$

Avec

$$K = [k_{01} \quad k_{02} \quad k_{03}]$$

Mais, pour qu'on puisse appliquer les différents types d'observateurs, il nous faut une modification au niveau de la dynamique de ces derniers, on propose le modèle suivant :

$$\begin{aligned}
\dot{\hat{x}}_1 &= \frac{c+d1}{J1}\hat{x}_1 - \frac{k}{J1}\hat{x}_2 + \frac{c}{J1}\hat{x}_3 + \frac{1}{J1}T_m + k_{01}(y - \hat{y}) \\
\dot{\hat{x}}_2 &= \hat{x}_1 - \hat{x}_3 + k_{02}(y - \hat{y}) \\
\dot{\hat{x}}_3 &= \frac{c}{J2}\hat{x}_1 + \frac{k}{J2}\hat{x}_2 - \frac{c+d2}{J2}\hat{x}_3 - \frac{1}{J2}\hat{T}_{Tob} + k_{03}(y - \hat{y}) \\
\dot{\hat{T}}_{Tob} &= \hat{T}_{Tob} + k_{04}(y - \hat{y}) \\
\dot{\hat{T}}_{Tob} &= k_{05}(y - \hat{y})
\end{aligned} \tag{3.2.3}$$

Avec :

$$K = [k_{01} \quad k_{02} \quad k_{03} \quad k_{04} \quad k_{05}]$$

Avant de calculer les coefficients de l'observateur il faut d'abord vérifier l'observabilité du système.

### Définition : Observabilité

Un système est observable si, étant donné l'instant  $t_0$ , il existe un instant  $t_1$  fini tel que la connaissance de  $y(t_0, t)$  et  $u(t_0, t)$  permette de déterminer de manière unique l'état  $X(t_0) = x_0$  et ceci quel que soit l'entrée du système.

### Définition : Rang

Le rang d'une matrice  $A$  noté **rang**( $A$ ) est le nombre maximal de vecteurs lignes (ou colonnes) linéairement indépendants.

### Définition : Condition du Rang

L'observabilité d'un système est garantie si le rang de la matrice d'observabilité OBS est égal à  $n$ . On dit alors que la paire  $(A, C)$  est observable.

On construit la matrice d'observabilité

$$OBS = \begin{bmatrix} C \\ CA \\ \vdots \\ CA^{n-1} \end{bmatrix} \tag{3.2.4}$$

Après on calcule le rang et le compare avec l'ordre du système  $n$ .

$$Rang(OBS) = n = 3 \tag{3.2.5}$$

Comme les deux termes sont égaux, on peut conclure que ce système est totalement observable.

### 3.3- Observateur de Luenberger

Le système auquel on s'intéresse est non linéaire, mais il s'avère ici suffisant d'utiliser un observateur linéaire [6] [13].

La théorie de l'observation de Luenberger repose essentiellement sur des techniques de placement de pôles. On se place dans le cas déterministe, ou les bruits  $w$  et  $v$  sont nuls, Luenberger propose l'observateur suivant pour le système.

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + D\hat{T}_{Tob} + K(y - \hat{y}) \\ \hat{y} = C\hat{x} \end{cases} \quad 3.2.6$$

La dynamique de l'erreur d'estimation  $e(t) = x_1(t) - \hat{x}_1(t)$  a pour expression :

$$\dot{e}(t) = (A - KC)e(t) \quad 3.2.7$$

En utilisant une technique de placement de pôles, il suffit alors de choisir le gain  $K$  de l'observateur de telle sorte que les valeurs propres de la matrice  $A - KC$  soient dans le demi-plan complexe gauche.

Pour ce type d'observateur, une grande liberté est laissée au choix des valeurs propres, mais en pratique on choisit une dynamique d'erreur plus rapide que celle du processus. Cependant, on ne peut les prendre infiniment grandes parce que on ne peut utiliser que des gains réalisables et l'augmentation de la bande passante d'observateur ne permet plus de négliger les bruits qui deviennent prépondérants en hautes fréquences.

Il faut noter qu'en présence des bruits  $w, v$  la dynamique de l'erreur est :

$$\dot{e}(t) = (A - KC)e(t) + Lw(t) - Kv(t) \quad 3.2.8$$

Cette erreur est donc sensible aux bruits par l'intermédiaire des deux fonctions de transfert

$$(sI - A + KC)^{-1}L \text{ et } (-sI + A - KC)^{-1}K$$

L'étude du gain fréquentiel permet de quantifier l'influence des bruits sur l'erreur d'observation.

Pour notre système on utilise la fonction « place () » de l'environnement MATLAB/SIMULINK en choisissant les pole (-10,-20,-30,-40,-50).

Donc le gain sera :

$$K = [14.5931 \quad -321.2759 \quad 823.3915 \quad -4.4986 \times 10^5 \quad -2.0134 \times 10^5]$$

### 3.3.1- Simulation

SRPM :

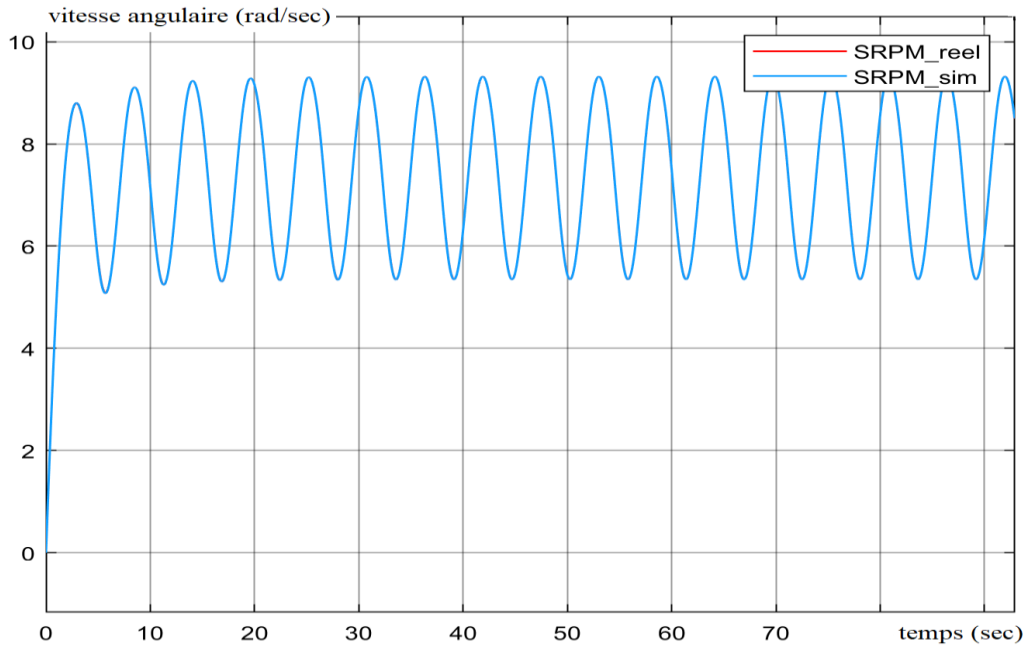


Figure 17 comparaison entre SRPM réel et simulé (estimateur de Luenberger)

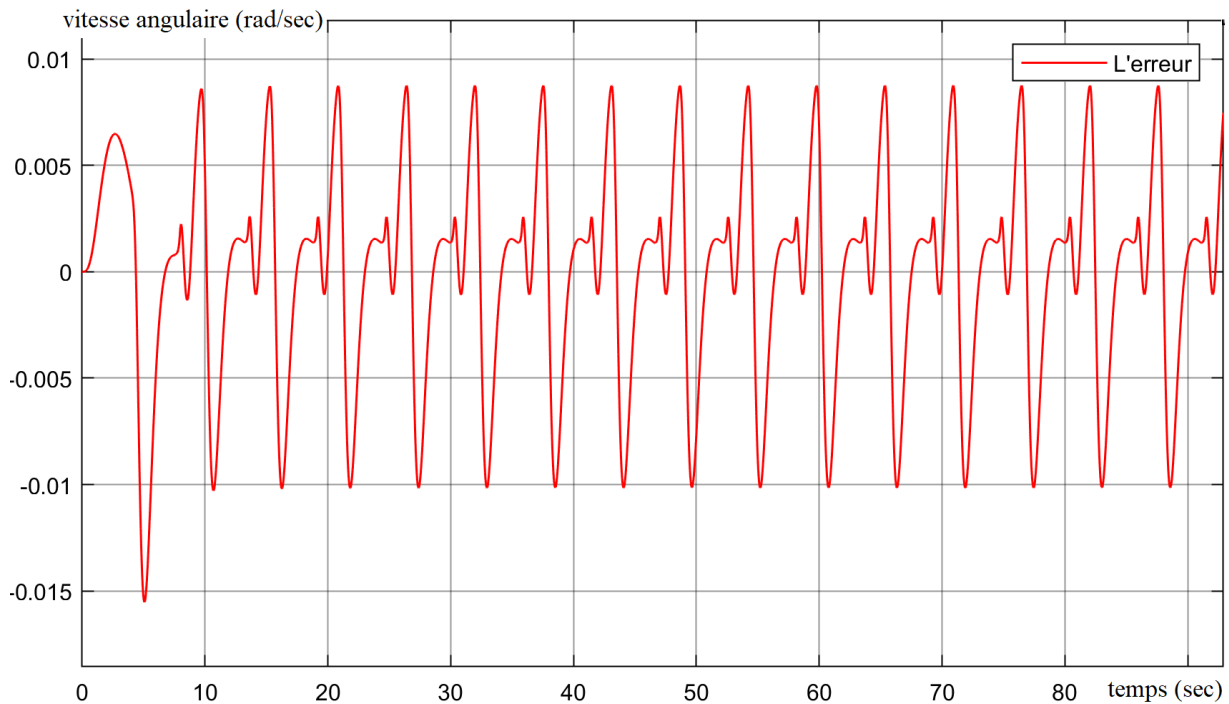


Figure 18 erreur d'estimations du SRPM (Luenberger)

L'erreur maximale est de 0.01 rad/sec ce qui représente moins de 1% de la valeur nominale. L'observateur de Luenberger est donc très précis dans l'estimation du SRPM.

DRPM :

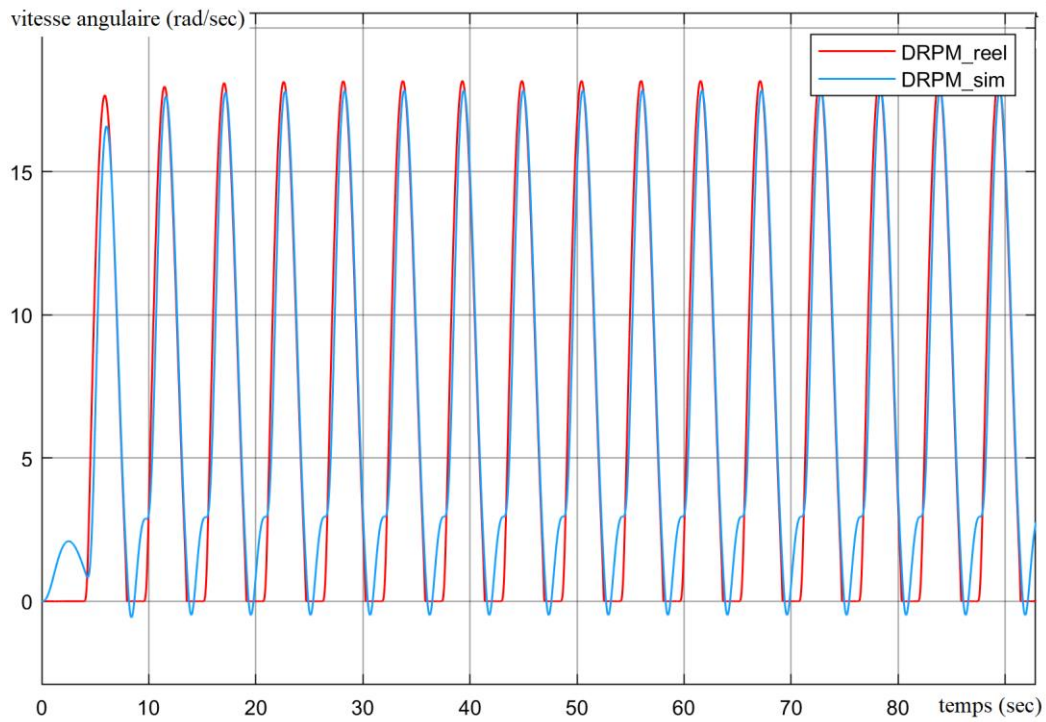


Figure 19 comparaison entre DRPM réel et simulé (estimateur de Luenberger)

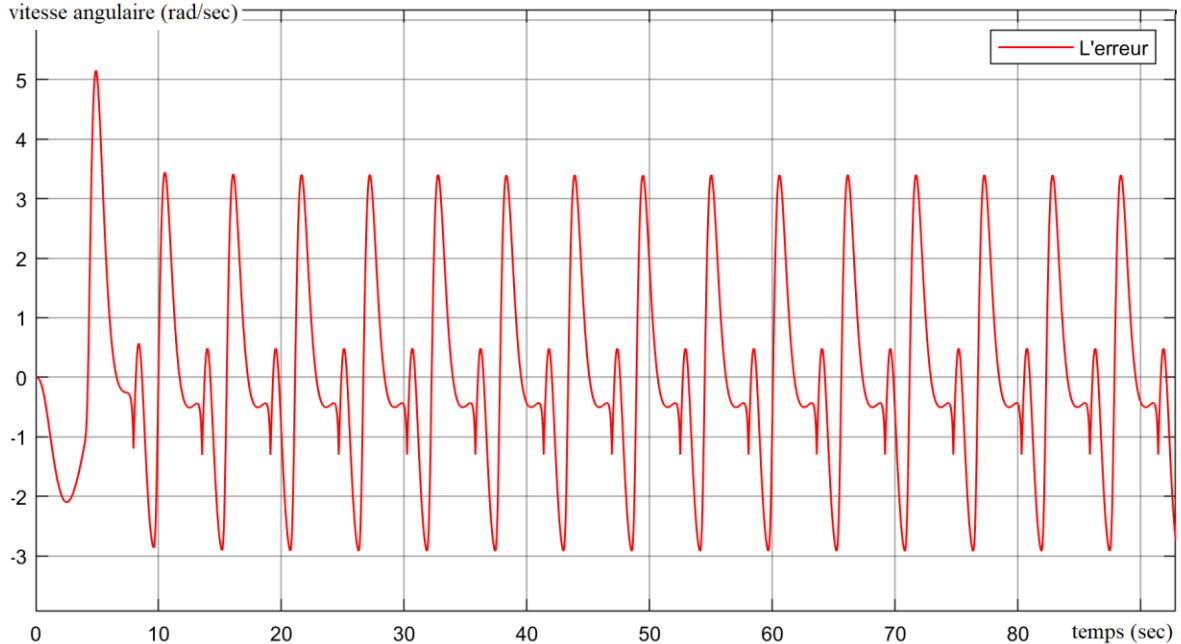


Figure 20 erreur d'estimation du DRPM (Luenberger)

L'erreur d'estimation du DRPM par l'observateur de Luenberger atteint les 3.4 rad/sec, ce qui représente 22% de la valeur nominale. La précision donc est très faible. En plus, les intervalles de Stick ne sont pas proprement présentés.



TOB :

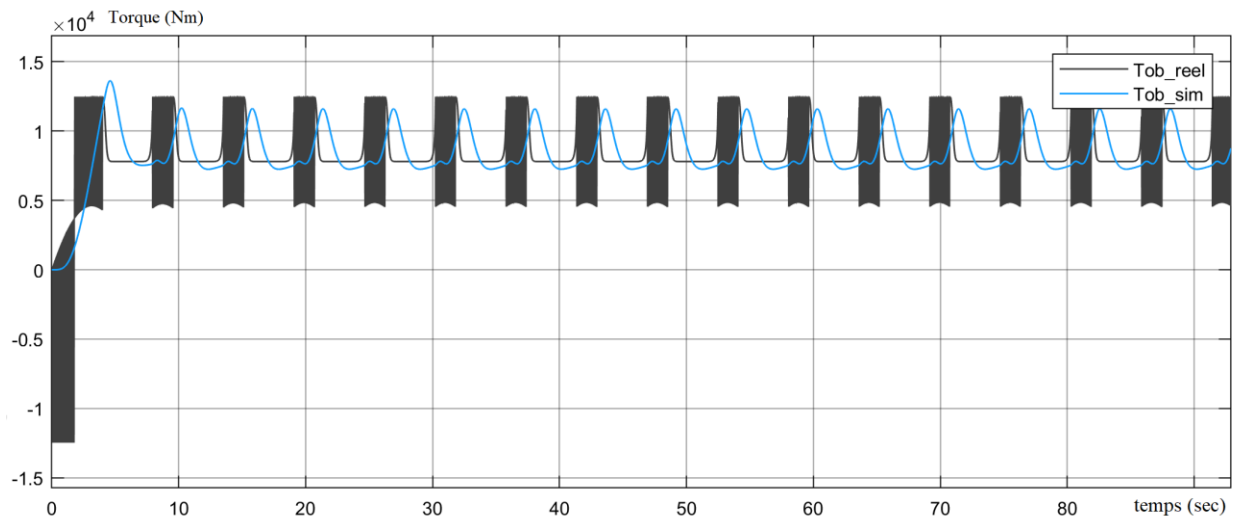


Figure 21 comparaison entre TOB réel et estimé (Luenberger)

Il est clair que l'observateur ne peut pas suivre la dynamique proposée par le modèle du TOB parce qu'il estime la moyenne du signal réel au lieu de suivre les variations brusques.

Cette estimation n'est pas utilisable ni en simulation ni en réalité.

### 3.4- Observateur de Luenberger avec “Damping optimum procedure”

Cette procédure sert à calculer les coefficients de l'observateur qui a la même forme que celle de Luenberger, le but est de trouver les coefficients de l'estimateur en fonction des paramètres du système non pas pour déplacer ses pôles vers la partie négative. L'estimateur est représenté par la fonction de transfert entre la vitesse de top drive et la vitesse estimée. [14]

Le polynôme caractéristique de ce système est de la forme suivante :

$$p(s) = D_n D_{n-1}^2 \dots D_2^{n-1} T_e^n s^n + \dots + D_2 T_e^2 s^2 + T_e s + 1 \quad 3.4.1$$

Où  $T_e$  est la constante de temps équivalente de la boucle fermée du système, et  $D_2, D_3, \dots, D_n$  sont les rapports caractéristiques. Dans le cas optimal  $D_i = 0.5$  ( $i = 2, \dots, n$ ) ou  $n$  égale la dimension du vecteur d'état, le système en boucle fermée sans zéros avec le polynôme caractéristique précédent a une réponse échelonnée quasi périodique caractérisée par un dépassement d'environ 6% et un temps de montée d'environ  $1,8 T_e$

Comme  $n = 5$  (dynamique d'observateur)

$$p(s) = D_5 D_4^2 D_3^3 D_2^4 T_e^5 s^5 + D_4 D_3^2 D_2^3 T_e^4 s^4 + D_3 D_2^2 T_e^3 s^3 + D_2 T_e^2 s^2 + T_e s + 1 \quad 3.4.2$$

Les rapports caractéristiques sont définis en valeurs optimales ( $D_2 = D_3 = 0.5$ ) pour fournir une réponse bien amortie. Le temps équivalent constant est fixé à une valeur relativement faible ( $T_e = 0.3$  s dans ce travail), c'est-à-dire que la dynamique de l'estimateur devrait être beaucoup plus rapide que la dynamique du système de contrôle en boucle fermée.

Pour trouver les coefficients de l'estimateur il faut faire l'identification entre les polynômes  $p(s)$  et le polynôme caractéristique de la fonction de transfert entre  $x_1$  et  $\hat{x}_1$ .

On a :

$$-\frac{J_1 J_2}{K_5 k} = D_5 D_4^2 D_3^3 D_2^4 T_e^5$$

$$-\frac{J_1 c + J_2 c + J_1 d_2 + J_2 d_1 + J_1 J_2 K_1}{K_5 k} = D_4 D_3^2 D_2^3 T_e^4$$

$$-\frac{J_1 k + J_2 k + cd_1 + cd_2 + d_1 d_2 + J_1 c K_1 + J_2 c K_3 + J_1 d_2 K_1 - J_1 K_2 k}{K_5 k} = D_3 D_2^2 T_e^3$$

$$-\frac{d_1 k - c K_4 + d_2 k + J_1 K_1 k + J_2 K_3 k - d_2 K_2 k}{K_5 k} = D_2 T_e^2$$

$$\frac{c K_5 + K_4 k}{K_5 k} = T_e$$

En fin :

$$k_{05} = -\frac{J_1 J_2}{k D_5 D_4^2 D_3^3 D_2^4 T_e^5}$$

$$k_{01} = -\frac{D_4 D_3^2 D_2^3 T_e^4 k_{05} k + J_1 c + J_2 c + J_1 d_2 + J_2 d_1}{J_1 J_2}$$

$$k_{04} = \frac{T_e k_{05} k - c k_{05}}{k}$$

$$k_{02} = \frac{D_3 D_2^2 T_e^3 k_{05} k + J_1 k + J_2 k + cd_1 + cd_2 + d_1 d_2 + J_1 c k_{01} + J_1 d_2 k_{01}}{J_2 k - cd_2} - \frac{c(D_2 T_e^2 k_{05} k - c k_{04} + d_1 k + d_2 k + J_1 k k_{01})}{J_2 k^2 - cd_2}$$

$$k_{03} = \frac{d_2(D_3 D_2^2 T_e^3 k_{05} k + J_1 k + J_2 k + cd_1 + cd_2 + d_1 d_2 + J_1 c k_{01})}{k J_2^2 - cd_2 J_2} - \frac{D_2 T_e^2 k_{05} k - c k_{04} + d_1 k + d_2 k + J_1 k k_{01}}{J_2 k - cd_2}$$

Donc :  $K = [53.7 \quad -6381 \quad 60373 \quad -173611111 \quad -694444444]$

### 3.4.1- Simulation

SRPM :

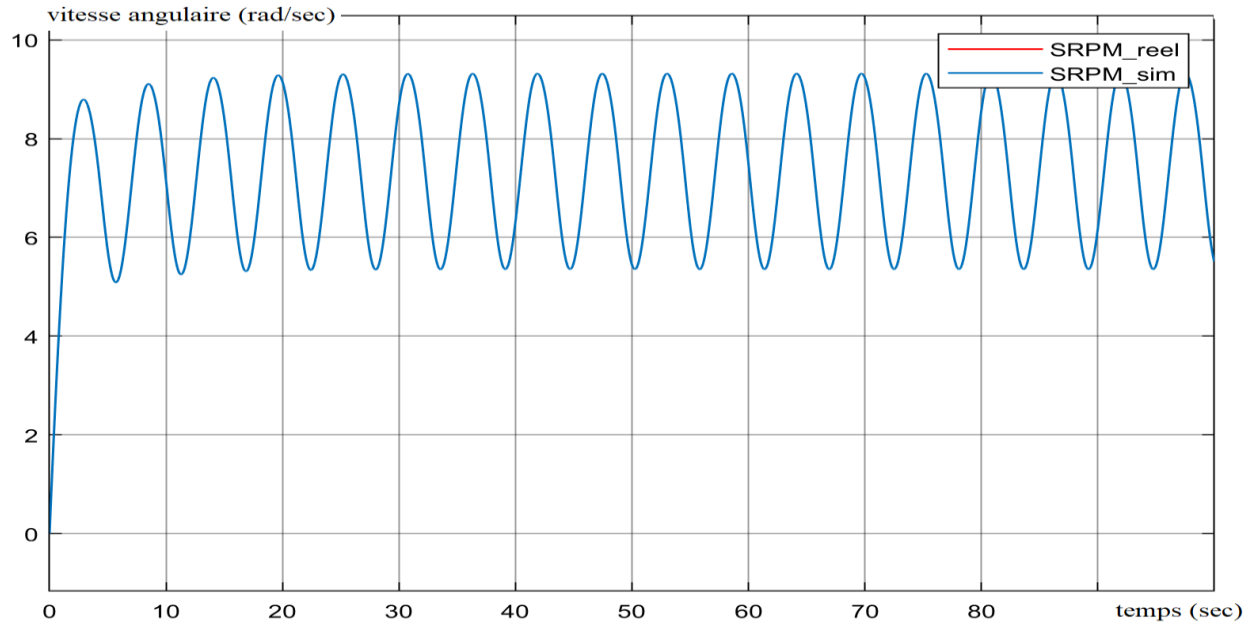


Figure 22 comparaison entre SRPM réel et simulé (estimateur de Luenberger "Damping optimum procedure")

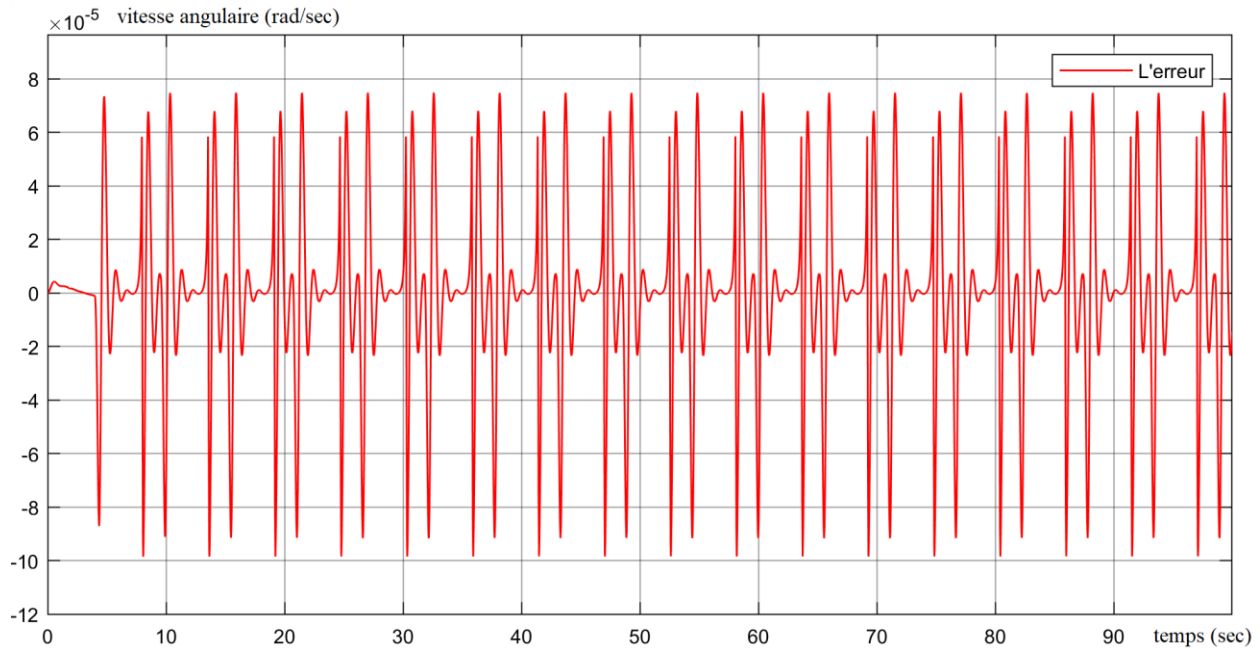


Figure 23 erreur d'estimation du SRPM (estimateur de Luenberger "Damping optimum procedure")

L'erreur maximale du SRPM est de  $8 \times 10^{-5}$  rad/sec, la précision de cet observateur est donc  $10^4$  fois plus élevée que la précision de l'observateur simple de Luenberger.

DRPM :

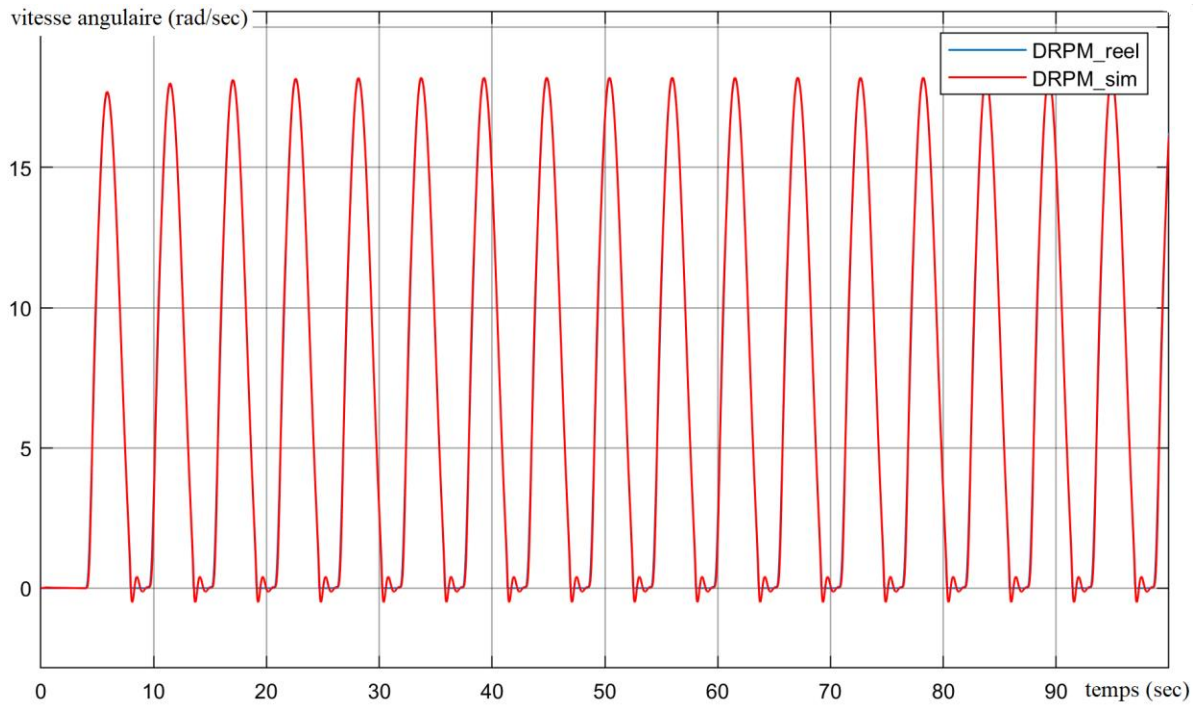


Figure 24 comparaison entre DRPM réel et simulé (estimateur de Luenberger "Damping optimum procedure")

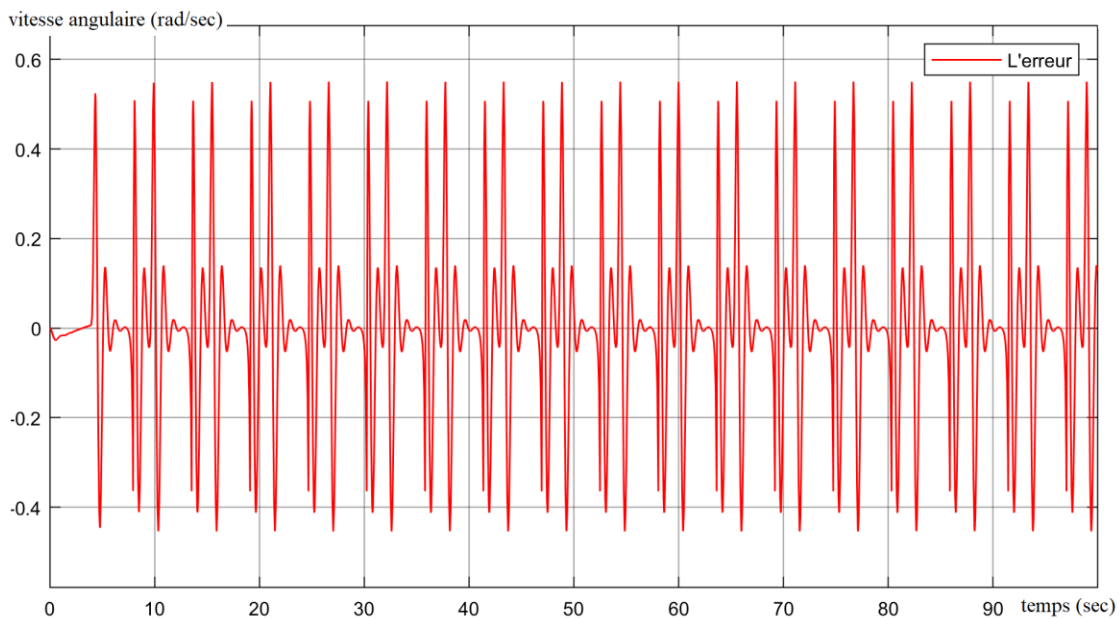


Figure 25 erreur d'estimation du DRPM (estimateur de Luenberger "Damping optimum procedure")

L'erreur est en moyenne inférieure à 0.1 rad/sec. La valeur maximale observée est de 0.6 rad/sec au moment de la transition du régime stick vers slip, ce qui reste négligeable. L'estimation donnée par cet observateur pourra être utilisée afin de synthétiser des lois de commandes.

TOB :

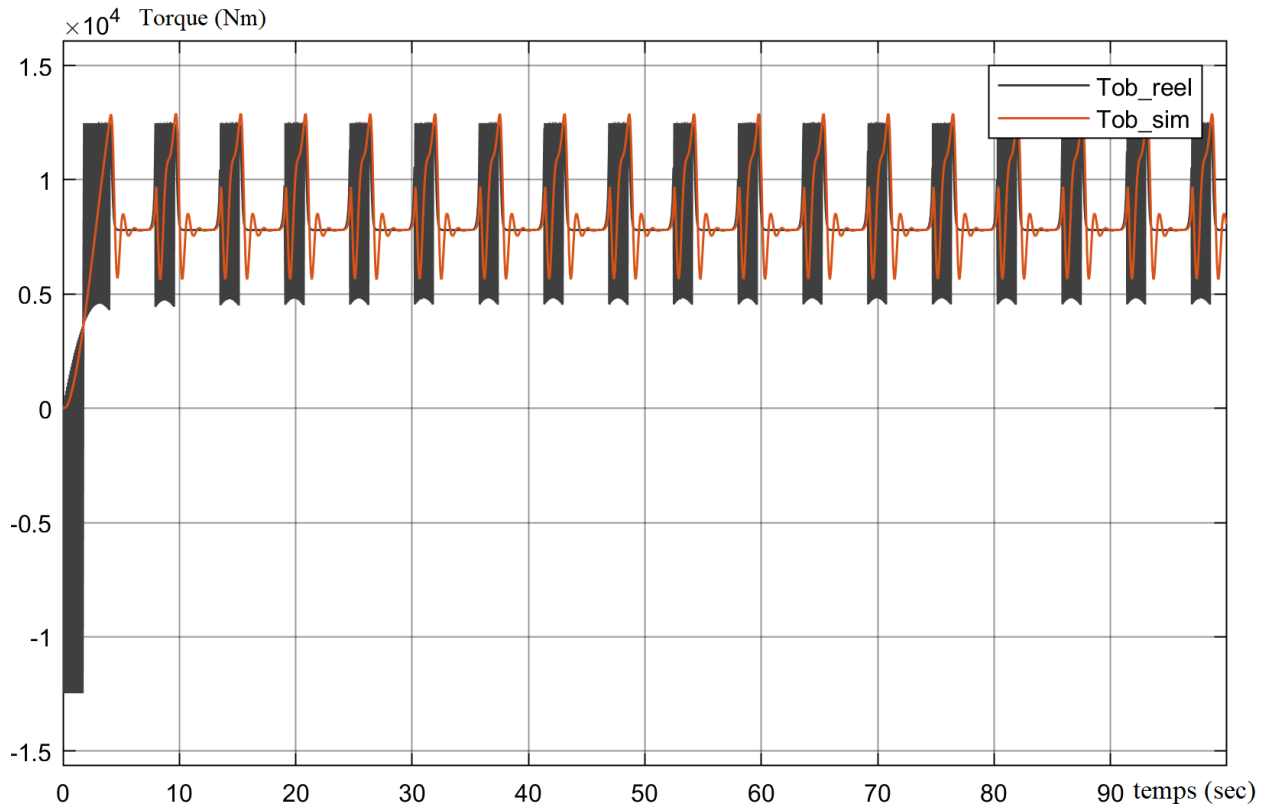


Figure 26 comparaison entre TOB réel et simulé (estimateur de Luenberger "Damping optimum procedure")

Le TOB estimé par cet observateur est aussi non utilisable pour la simulation du Stick & Slip. Nous utiliserons donc le modèle de Karnopp pour la simulation du TOB, même en plein opération de forage.

### 3.5- Observateur par Mode de glissement

Le principe des observateurs par modes glissants consiste à contraindre, à l'aide des fonctions discontinues, les dynamiques d'un système d'ordre  $n$  à converger vers une variété  $s$  de dimension  $n - p$  dite surface de glissement ( $p$  étant la dimension du vecteur de mesure).

L'attractivité de cette surface est assurée par des conditions appelées conditions de glissement. Si ces conditions sont vérifiées, le système converge vers la surface de glissement et  $y$  évolue selon une dynamique d'ordre  $(n - p)$ .

Dans le cas des observateurs par mode glissant, les dynamiques concernées sont celles des erreurs d'observation  $e(t) = x(t) - \hat{x}(t)$ .

A partir de leurs valeurs initiales (0), ces erreurs convergent vers les valeurs d'équilibre en deux étapes :

Dans une première phase, la trajectoire des erreurs d'observation évolue vers la surface de glissement sur laquelle les erreurs entre la sortie de l'observateur et la sortie du système réel (les mesures  $e_y = y - \hat{y}$ ) sont nulles. Cette étape qui est généralement très dynamique est appelée mode d'atteinte.

Dans la seconde phase, la trajectoire des erreurs d'observation glisse sur la surface de glissement avec des dynamiques imposées de manière à annuler toutes les erreurs d'observation. Ce dernier mode est appelé mode de glissement. [15]

Dans cette étude on utilise un observateur par mode de glissement d'ordre supérieure, afin d'éviter le mal fonctionnement d'ordre 2 et 1:

- Chattering.
- Convergence asymptotique seulement possible pour les états.

Le problème est de concevoir un observateur asymptotique qui génère les estimations  $\hat{x}(t)$ ,  $\hat{\varphi}(t)$  pour l'état  $x(t)$ , et le bruit  $\varphi(t)$ , du système avec  $y = h(x)$  [16].

$$\begin{aligned} \lim_{t \rightarrow \infty} \| \hat{x}(t) - x(t) \| &= 0 \\ \lim_{t \rightarrow \infty} \| \hat{\varphi}(t) - \varphi(t) \| &= 0 \end{aligned} \quad 3.4.3$$

Les systèmes donnés avec une distribution involutive  $\Gamma = \text{span}\{g_1, g_2, \dots, g_m\}$  et  $r = \sum_{i=1}^m r_i \ll n$  peuvent être représentés dans une base tel que :

$$\begin{aligned} \{\xi^T, \eta^T\}^T: \xi^i &= \begin{pmatrix} \xi_1^i \\ \xi_2^i \\ \vdots \\ \xi_{r_i}^i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \phi_1^i(x) \\ \phi_2^i(x) \\ \vdots \\ \phi_{r_i}^i(x) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} h_i(x) \\ L_f h_i(x) \\ \vdots \\ L_f^{r_i-1} h_i(x) \end{pmatrix} \in \mathfrak{R}^{r_i} \forall i = 1, \dots, m \\ \xi &= \begin{pmatrix} \xi^1 \\ \xi^2 \\ \vdots \\ \xi^m \end{pmatrix}, \eta = \begin{pmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \\ \vdots \\ \eta_{n-r} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \phi_{r+1}(x) \\ \phi_{r+2}(x) \\ \vdots \\ \phi_n(x) \end{pmatrix} \end{aligned} \quad 3.4.4$$

Donc d'après les suppositions dans [16] il est toujours possible d'identifier  $\phi_{r+1}(x), \dots, \phi_n(x)$  dans le voisinage  $x \in \bar{\Omega} \subset \Omega \subset \mathfrak{R}^n$  par :

$$L_{g_j} \phi_i(x) = 0 \forall i = r + 1, \dots, n \forall j = 1, \dots, m \quad 3.4.5$$

Ensuite le system peut être écrit comme suit :

$$\begin{aligned}\xi^i &= \Lambda_i \xi^i + \psi^i(\xi, \eta) + \lambda^i(\xi, \eta, \varphi(t)) \forall i = 1, \dots, m \\ \dot{\eta} &= q(\xi, \eta)\end{aligned}\quad 3.4.6$$

Avec :

$$\begin{aligned}\Lambda_i &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \in \mathfrak{R}^{r_i \times r_i}, \psi^i(\xi, \eta) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ L_f^{r_i} h_i(x) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ L_f^{r_i} h_i(\Phi^{-1}(\xi, \eta)) \end{pmatrix} \\ \lambda^i(\xi, \eta, \varphi(t)) &= \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ \sum_{j=1}^m L_{g_j} L_f^{r_i-1} h_i(x) \varphi_j(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ \sum_{j=1}^m L_{g_j} L_f^{r_i-1} h_i(\Phi^{-1}(\xi, \eta)) \varphi_j(t) \end{pmatrix} \forall i = 1, \dots, m\end{aligned}\quad 3.4.7$$

### Dynamique interne :

On assumant que pour une norme  $\xi = \xi(t): \|\xi(t)\| \leq L_\xi$ , il existe un norme solution unique pour l'équation des dynamiques internes  $\dot{\eta} = q(\xi, \eta)$  qui est :

$$\eta = \bar{\eta}(t): \|\bar{\eta}(t)\| \leq L_\eta \quad 3.4.8$$

Cette norme solution est localement asymptotiquement stable, donc elle est stable dans le sens de Lyapunov.

et il existe  $\varepsilon > 0$  dans le sens ou si  $\forall \bar{\eta}(t_0)$  on a  $\|\eta(t_0) - \bar{\eta}(t_0)\| < \varepsilon \Rightarrow \lim_{t \rightarrow \infty} \|\eta(t) - \bar{\eta}(t)\| = 0$ .

Cette supposition assure l'existence d'un domaine  $\Theta: \|\eta(t_0)\| \in L_{\eta(t_0)}$  pour qu'une solution

$\eta = \eta(t, t_0)$  ( $tq : \eta(t_0) \in \Theta$ ) converge asymptotiquement vers une solution  $\eta = \bar{\eta}(t, t_0)$  avec des conditions initiales inconnues  $\bar{\eta}(t_0) \in \Theta$ , forcée par  $\xi = \bar{\xi}(t)$ , i.e.  $\lim_{t \rightarrow \infty} \|\eta(t, t_0) - \bar{\eta}(t)\| = 0$ .



### 3.5.1- Observateurs mode glissant avec ordre élevé

Il faut en premier, assurer que le système est localement détectable.

Les dérivées  $\xi_j^i(t) \forall i = 1, \dots, m \forall j = 1, \dots, r_i$  des mesures  $y_i = h_i(x)$  peuvent être estimées en temps fini en utilisant un « higher-order sliding-mode differentiator » avec la forme suivante :

$$\begin{aligned}
 \dot{z}_0^i &= v_0^i \\
 v_0^i &= -\lambda_0^i |z_0^i - y_i(t)|^{\left(\frac{r_i}{r_i+1}\right)} \text{sign}(z_0^i - y_i(t)) + z_1^i \\
 \dot{z}_1^i &= v_1^i \\
 v_1^i &= -\lambda_1^i |z_1^i - v_0^i|^{\left(\frac{r_i-1}{r_i}\right)} \text{sign}(z_1^i - v_0^i) + z_2^i \\
 &\vdots \\
 \dot{z}_{r_i-1}^i &= v_{r_i-1}^i \\
 v_{r_i-1}^i &= -\lambda_{r_i-1}^i |z_{r_i-1}^i - v_{r_i-2}^i|^{\left(\frac{1}{2}\right)} \text{sign}(z_{r_i-1}^i - v_{r_i-2}^i) + z_{r_i}^i \\
 \dot{z}_{r_i}^i &= -\lambda_{r_i}^i \text{sign}(z_{r_i}^i - v_{r_i-1}^i)
 \end{aligned} \tag{3.4.9}$$

Pour  $i = 1, \dots, m$  et par construction :

$$\begin{aligned}
 \hat{\xi}_1^1 &= \hat{\phi}_1^1(x) = z_0^1, \dots, \hat{\xi}_{r_1}^1 = \hat{\phi}_{r_1}^1(x) = z_{r_1-1}^1, \hat{\xi}_{r_1}^1 = \hat{\phi}_{r_1}^1(x) = z_{r_1}^1 \\
 &\vdots \\
 \hat{\xi}_1^m &= \hat{\phi}_1^m(x) = z_0^m, \dots, \hat{\xi}_{r_m}^m = \hat{\phi}_{r_m}^m(x) = z_{r_m-1}^m, \hat{\xi}_{r_m}^m = \hat{\phi}_{r_m}^m(x) = z_{r_m}^m
 \end{aligned} \tag{3.4.10}$$

Alors les estimations exactes suivantes sont disponibles en temps fini

$$\hat{\xi}^i = \begin{pmatrix} \hat{\xi}_1^i \\ \hat{\xi}_2^i \\ \vdots \\ \hat{\xi}_{r_i}^i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \hat{\phi}_1^i(x) \\ \hat{\phi}_2^i(x) \\ \vdots \\ \hat{\phi}_{r_i}^i(x) \end{pmatrix} \in \mathfrak{R}^{r_i} \forall i = 1, \dots, m \quad \hat{\xi} = \begin{pmatrix} \hat{\xi}^1 \\ \hat{\xi}^2 \\ \vdots \\ \hat{\xi}^m \end{pmatrix} \in \mathfrak{R}^r \tag{3.4.11}$$

### 3.5.2- Synthèse d'observateur par modes glissants pour une chaîne de forage :

Suivant l'approche précédente on a trouvé le changement de base suivant :

On a  $r = 1$  donc :

$$\xi_1 = x_1, \eta_1 = \phi_2, \eta_2 = \phi_3$$

Avec :

$$\Lambda = 0 \quad \psi = L_f h(x) = \dot{x}_1 \quad \lambda = L_g h(x) = \frac{u}{J_1} \quad \dot{\xi}_1 = \dot{x}_1 + \frac{u}{J_1}$$

Après on prend :

$$\eta_1 = x_2, \eta_2 = x_3$$

Ensuite le « higher-order sliding-mode differentiator » correspondant est :

$$\begin{aligned} \dot{z}_0 &= -\lambda_0 |z_0 - y(t)|^{\left(\frac{1}{2}\right)} \text{sign}(z_0 - y(t)) + z_1 \\ \dot{z}_1 &= -\lambda_1 \text{sign}(z_1 - \dot{z}_0) \end{aligned} \quad 3.4.12$$

### 3.5.3- Simulation :

SRPM:

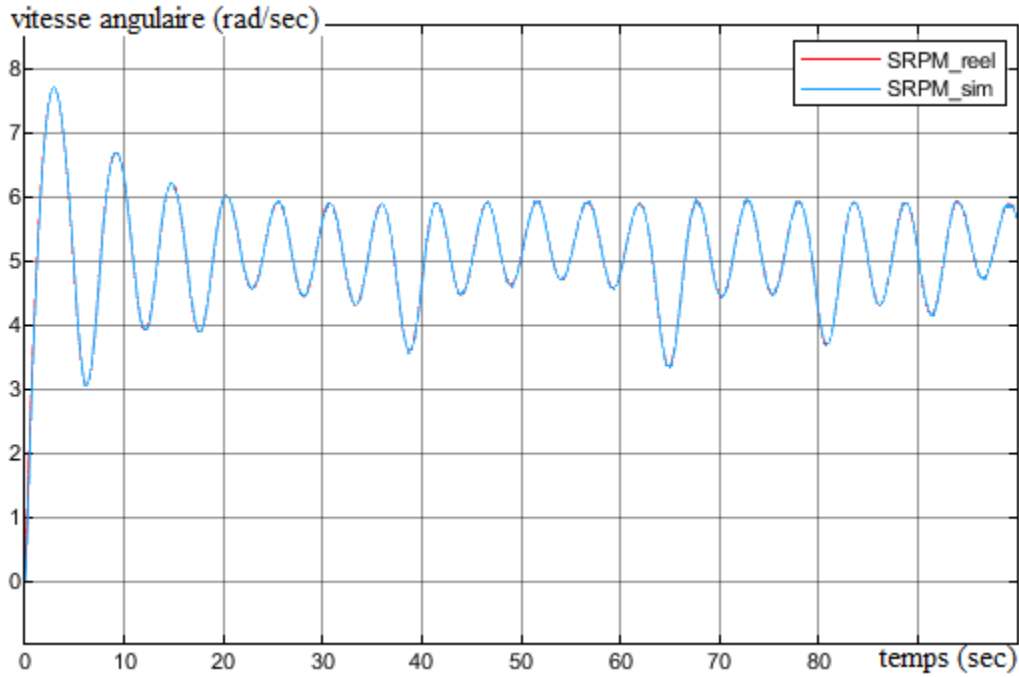


Figure 27 comparaison entre SRPM réel et simulé (estimateur de mode glissant)

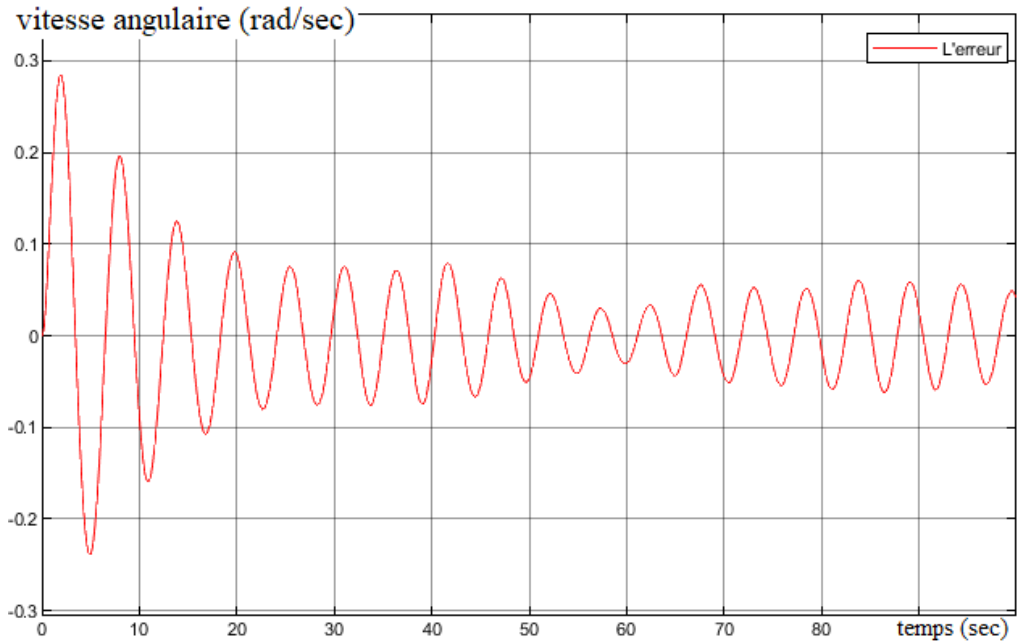


Figure 28 erreur d'estimation du SRPM (estimateur mode glissant)

L'erreur maximale est de 0.3 rad/sec ce qui est négligeable en forage.

DRPM:

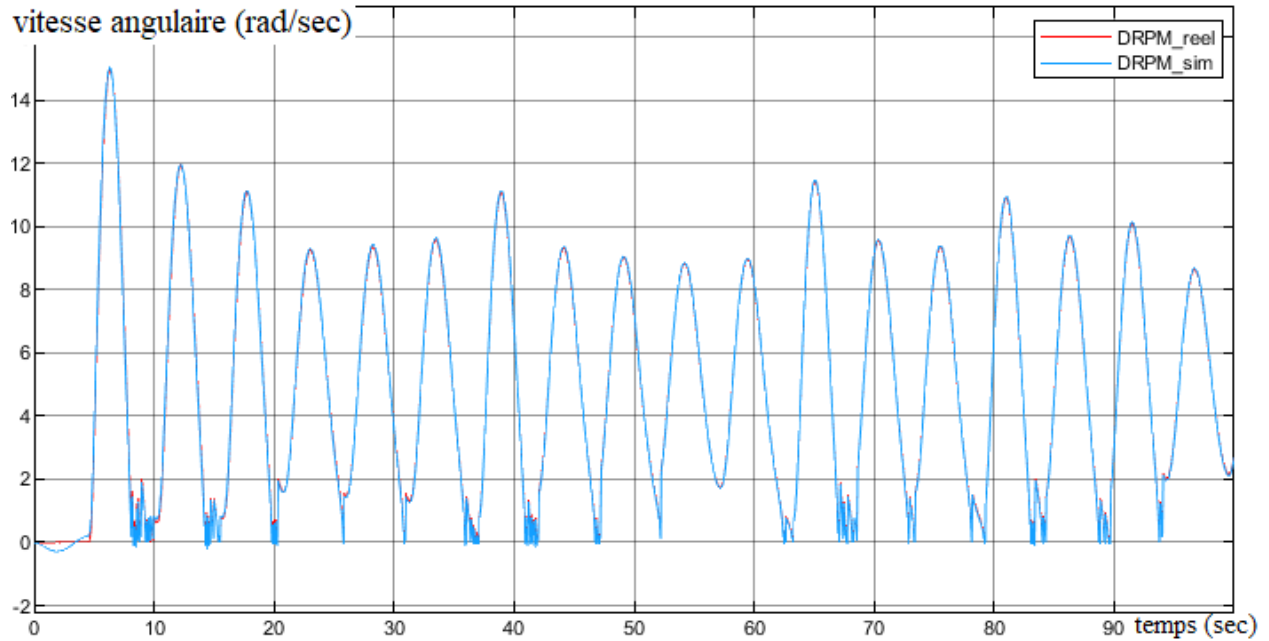


Figure 29 comparaison entre DRPM réel et simulé (estimateur de mode glissant)

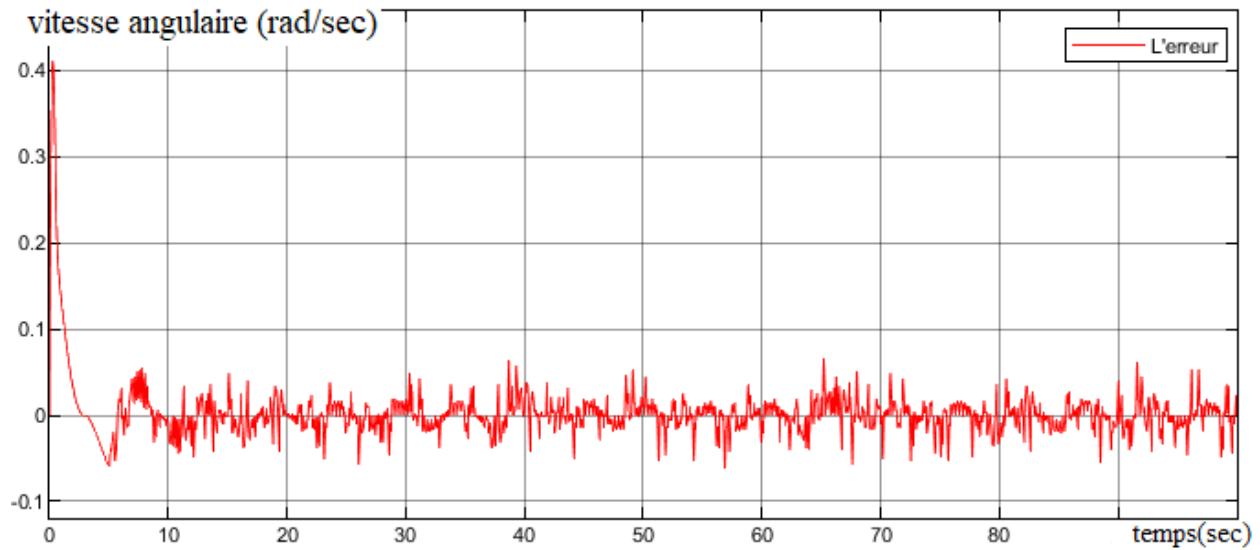


Figure 30 erreur d'estimation du DRPM (estimateur mode glissant)

L'erreur de l'estimation du DRPM est inférieure à 0.1 rad/sec, ce qui est très petit et négligeable en forage.

### 3.6- Comparaison

Les trois observateurs présentés dans cette étude ont donné des réponses totalement différentes.

L'observateur de Luenberger simple, donne des résultats non suffisants pour estimer les paramètres du fond avec une erreur non tolérable en forage (plus de 3.4 rad/sec).

Pour améliorer les performances de cet observateur, la méthode « Damping optimum procedure » est appliquée pour proposer des coefficients déduits à partir des caractéristiques du système. La performance obtenue est meilleure avec une erreur moyenne de 0.1 rad/sec (valeur maximale de 0.4 rad/sec), ce résultat est considéré comme une très bonne mesure en opération de forage.

Le dernier observateur utilisé est un observateur mode de glissement d'ordre supérieur, cet observateur présente une précision beaucoup plus élevée que celle de l'observateur de Luenberger avec « Damping optimum procedure », mais il a un temps de simulation très élevé.

L'observateur par modes glissants est le plus précis pour l'estimation du DRPM. Cependant, aucun des trois observateurs ne peut reproduire la dynamique du TOB.

### 3.7- Conclusion

Après l'application des trois types d'observateurs, il est clair que la meilleure performance est celle de l'observateur par modes glissants d'ordre supérieur, mais à cause du temps de calcul élevé, on choisit l'observateur par « Damping optimum procedure » pour la suite de l'étude.

Ces estimateurs ne peuvent pas estimer le TOB donc il faut toujours utiliser le modèle de Karnopp

# Chapitre IV : Commande Robuste à Base d'Observateurs

## **4. Commande Robuste à Base d'Observateur**

### **4.1- Introduction**

Les oscillations stick-slip présentent un Problème de contrôle difficile en raison de leur non-linéarité, leur comportement oscillatoire, leurs discontinuités dues à la présence de frottement sec et de l'incertitude dans les paramètres du forage. En effet, la modélisation des oscillations de stick-slip dans les tiges de forage pétrolier est difficile, et l'inadéquation du modèle peut être significative [17]. De plus, si le contrôleur utilise trop d'informations, ses performances peuvent être sévèrement dégradées [18] [19].

Diverses techniques de contrôle ont été mises au point pour lutter contre les oscillations stick-slip. Par exemple, les contrôleurs de type PID [17], les contrôleurs basé sur des modèles optimaux et des méthodes non linéaires [20]. Cependant, l'utilisation des techniques linéaires est très limitée en raison de la forte non-linéarité présente dans les systèmes de forage.

L'objectif de ce chapitre est d'appliquer une variété de commande non-linéaires pour supprimer les oscillations de stick-slip dans les systèmes de forage pétrolier.





### 4.2.2- Poursuite de référence :

Le but de l'ajout d'un pré-compensateur est la réalisation d'une poursuite de référence car la commande par gain préprogrammé est incapable de réaliser une bonne poursuite de la référence. Le calcul du gain de pré-compensation se fait comme suit :

$$C[BK - A]^{-1}BP = I \quad 4.2.3$$

Et donc :

$$P = C^{-1}[BK - A]B^{-1} \quad 4.2.4$$

### 4.2.3- Commandabilité

La Commandabilité peut être vue comme la possibilité de modifier les dynamiques d'un modèle en agissant sur ses entrées. A ce titre cette propriété ne se réfère qu'à l'état et à l'entrée du système. Il est donc clair qu'elle ne dépend que des matrices  $A$  et  $B$ .

Le modèle est commandable ou gouvernable si pour toute instance  $x_i$  du vecteur d'état, il existe un signal d'entrée  $u(t)$  d'énergie finie qui permet au système de passer de l'état  $x_0$  à l'état  $x_1$  en un temps fini.

La paire de matrices  $(A, B)$  est commandable si et seulement si :

$$\text{rang}(C_{om}) = n \quad 4.2.5$$

Avec

$$C_{om} = [B \ AB \ \dots \ A^{n-1}B] \quad 4.2.6$$

La matrice  $C_{om}$  est dite matrice de Commandabilité.

#### 4.2.3.1- Application sur le train des tiges :

$$C_{om} = 10^{-3} \begin{pmatrix} 0.4713 & -0.0995 & -0.0837 \\ 0 & 0.4713 & -1.288 \\ 0 & 0.0292 & 0.5841 \end{pmatrix}$$

Avec

$$\text{rang}(C_{om}) = 3 = n$$

Donc le système est commandable.

### 4.2.4- Stabilité :

La notion de stabilité est bien entendu fondamentale dans l'étude des systèmes, et à quelques rares exceptions près, les systèmes ne vérifiant pas cette qualité sont inutilisables voire dangereux.

Si la notion de stabilité peut sembler assez intuitive, il n'est pourtant pas trivial d'en donner une définition mathématique uniforme pour tous les systèmes ; aussi existe-t-il de nombreuses « stabilités » différentes. Une approche intuitive conduit à la notion de stabilité externe ou celle de stabilité BIBO (Bounded Input Bounded Output) qui est succinctement présentée et qui découle naturellement de l'approche fréquentielle. Dans l'espace d'état il faut avoir une approche interne de la stabilité.

Un système est stable au sens BIBO (ou encore au sens entrée/sortie) si et seulement si, quelle que soit l'état initial  $x_0 = x(0)$ , pour toute entrée  $u$  bornée, la sortie  $y$  l'est aussi. Il existe plusieurs méthodes pour vérifier la stabilité, pour résoudre cette dernière nous utilisons le théorème de Lyapunov.

#### 4.2.4.1- Théorème de Lyapunov :

Pour un système linéaire de la forme :

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx \end{cases}$$

Considérons  $\lambda_i$  une valeur propre de  $A$  alors le système linéaire est :

- Stable si  $Re(\lambda_i) < 0$
- Instable si  $Re(\lambda_i) > 0$
- A la limite de la stabilité si  $\lambda_i = 0$  (le système est stable si seulement si pour  $\lambda_i = 0$  la multiplicité «  $m$  » est égale à 1)

#### 4.2.4.2- Application sur le train des tiges :

Les valeurs propres de notre système sont :

$$\lambda = [-0.19, -0.1 + 1.21i, -0.1 - 1.21i]$$

Pour les trois valeurs propres la partie réelle est négative donc d'après le théorème de Lyapunov le système est stable.

## 4.3- Diffio-morphisme :

L'idée du changement de base est d'introduire une transformation (généralement à l'entrée du système) qui rend le système linéaire entre la nouvelle entrée et la sortie. Ainsi, toute conception de commande linéaire est rendue possible. Le but du changement de base est de dévoiler une relation entre la sortie et l'entrée de commande. Ceci est réalisé en différenciant la sortie jusqu'à ce que cette relation soit révélée [21]

Avant de passer au calcul de la commande par feedback linéarisation nous devront introduire deux nouvelles notions qui sont les dérivés de Lie, et le crochet de Lie.

### 4.3.1- Les dérivés de lie

La dérivée de Lie est une opération de différentiation naturelle sur les champs de tenseurs, en particulier les formes différentielles, généralisant la dérivation directionnelle d'une fonction sur une variété différentielle.

Soit  $h$  une fonction de classe  $C^1$  de  $R^n$  dans  $R$ . On appelle dérivée de Lie de  $h$  dans la direction  $f$ , notée  $L_f h(x)$ , la dérivée de  $h$  le long de la courbe intégrale de  $f$  en  $t = 0$ , autrement dit :

$$L_f h(x) = \frac{d}{dt} (h(X_t(x)))|_{t=0} = \sum_{i=1}^n f_i(x) \frac{\partial h}{\partial x_i}(x) \quad 4.3.1$$

Par cette formule, un champ de vecteurs  $f$  quelconque est identifié à l'opérateur différentiel linéaire du premier ordre

$$L_f = \sum_{i=1}^n f_i(x) \frac{\partial}{\partial x_i} \quad 4.3.2$$

### 4.3.2- Crochet de lie

Considérons, comme dans la section précédente, un champ de vecteurs  $f$  et une fonction régulière  $h$ . L'opération  $L_f$ , dérivée de Lie dans la direction  $f$  peut être itérée. On peut en effet définir  $L_f^k h(x)$  pour tout  $k \geq 0$  comme suit :

$$L_f^0 h = h \text{ et } L_f^k h = L_f(L_f^{k-1} h) \quad 4.3.3$$

**Exemple :**

$$Lf^2h(x) = \sum_{i,j=1}^n (f_i \frac{\partial f_i}{\partial x_i} \frac{\partial h}{\partial x_j} + f_i f_j \frac{\partial^2 h}{\partial x_i \partial x_j})$$

L'opération de dérivée de Lie itérée d'ordre  $k$  définit donc un opérateur différentiel linéaire d'ordre  $k$ .

De même, si  $g_1 \dots, g_k$  sont  $k$  champs de vecteurs sur  $x$ , on peut définir comme ci-dessus la dérivée de Lie itérée d'ordre  $r_1 + \dots + r_k$ :

$$L_{g_1}^{r_1} h \dots L_{g_k}^{r_k} h = L_{g_1}^{r_1} (L_{g_2}^{r_2} \dots L_{g_k}^{r_k} h) \quad 4.3.4$$

Cette expression antisymétrique par rapport à  $f$  et à  $g$ , définit un opérateur différentiel d'ordre 1, les termes du second ordre de  $L_f L_g h$  et  $L_g L_f h$ , symétriques, ayant été éliminés. Elle constitue donc un nouveau champ de vecteurs, noté  $[f, g]$ , appelé crochet de Lie de  $f$  et  $g$ .

### 4.3.3- Calcule du changement de base

**Degré relatif :**

Le degré relatif peut être décrit comme suit : le nombre de différenciations  $r$  nécessaires pour que  $u$  apparaisse de manière explicite au niveau de la sortie  $y$ .

**Matrice de changement de base :**

Si  $r < n$

$$\begin{pmatrix} z_1 \\ z_2 \\ \vdots \\ z_r \\ z_{r+1} \\ \vdots \\ z_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} h_1(x) \\ L_f h_1(x) \\ \vdots \\ L_f^{r-1} h_1(x) \\ \lambda_1 \\ \vdots \\ \lambda_{n-r} \end{pmatrix} \quad 4.3.5$$

Les  $\lambda_i$  doit être choisies pour que les  $z_{r+1} \dots z_n$  soit stables.

$$u = \frac{1}{L_g L_f^{r-1} h(x)} (-L_f^2 h(x) + v) \quad 4.3.6$$

En dérivant le système on obtient notre changement de base, par exemple:

$$\dot{Z} = \begin{pmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \vdots \\ \dot{z}_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z_1 \\ z_2 \\ \vdots \\ z_n \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 1 \end{pmatrix} v \quad 4.3.7$$

$$y(s) = \frac{1}{s^r} v(s)$$

**Calcule de la commande  $v$  pour stabiliser le système :**

**Par retour d'état :**

$$v = -Kz = -k_1 z_1 - k_2 z_2 \dots - k_n z_n \quad 4.3.8$$

#### 4.3.4- Application au train de tiges :

Pour notre système on a  $r = 2$ , donc  $r < n$  ( $n = 3$ ), donc :

$$\begin{pmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} h(x) \\ L_f h(x) \\ \lambda(x) \end{pmatrix}$$

Avec :  $\lambda(x) = x_2$  pour que  $z_3$  soit stable.

$$h(x) = x_3 \quad L_f h(x) = \dot{x}_3$$

Donc :

$$\dot{Z} = \begin{pmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z_1 \\ z_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \end{pmatrix} v$$

La loi de commande est:

$$u = \frac{1}{L_g L_f h(x)} (-L_f^2 h(x) + v)$$

Avec :

$$L_g L_f h(x) = \frac{c}{J_1 J_2} \quad -L_f^2 h(x) = \frac{c}{J_2} \dot{x}_1 + \frac{k}{J_2} \dot{x}_2 - \frac{c+d_1}{J_2} \dot{x}_3$$

$$v = -k_1 z_1 - k_2 z_2$$

Pour les pôles :  $P = [-1, -2]$

On a : 
$$v = -z_1 - 2z_2$$

**4.3.5- Simulation :**

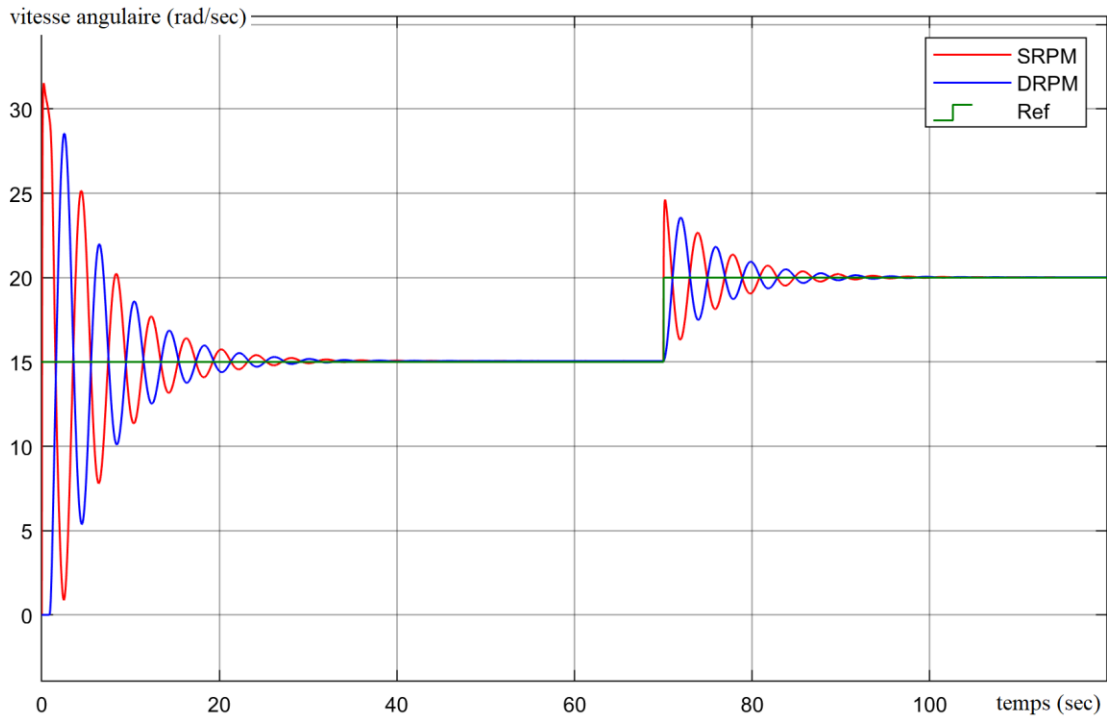


Figure 32 commande par Diffiomorphime avec changement de référence

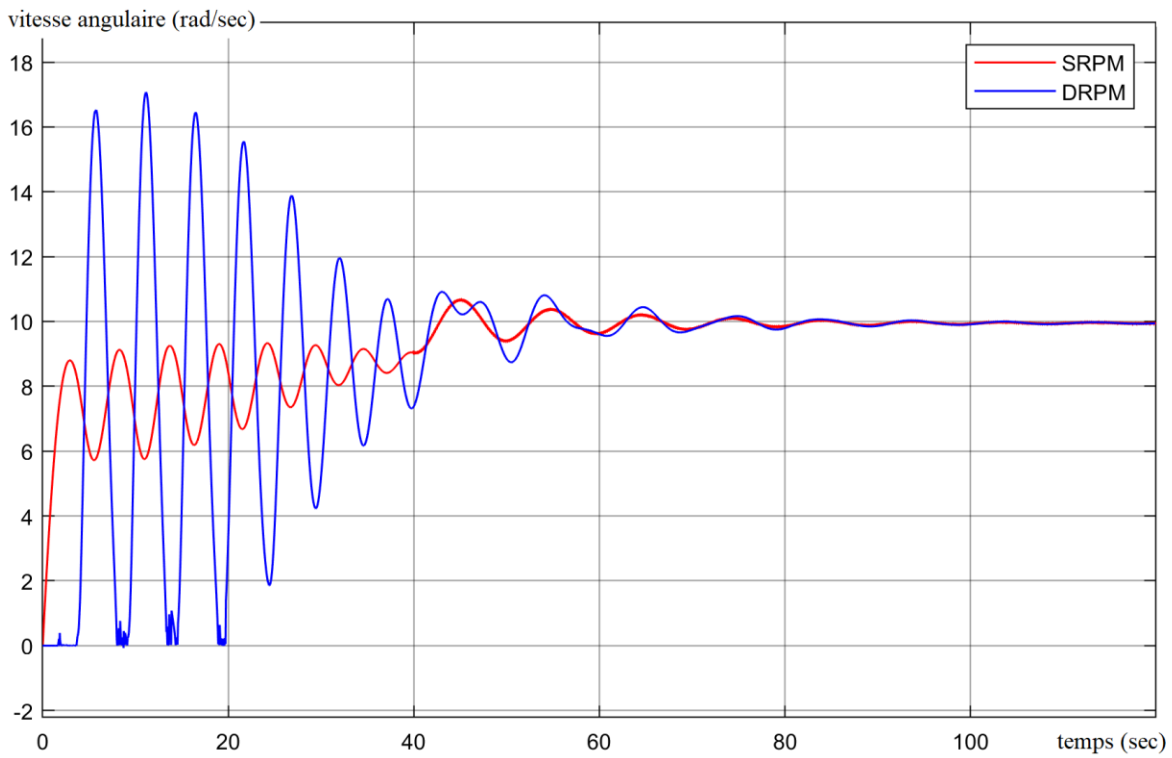


Figure 33 commande par Diffiomorphime pour l'atténuation de Stick & Slip

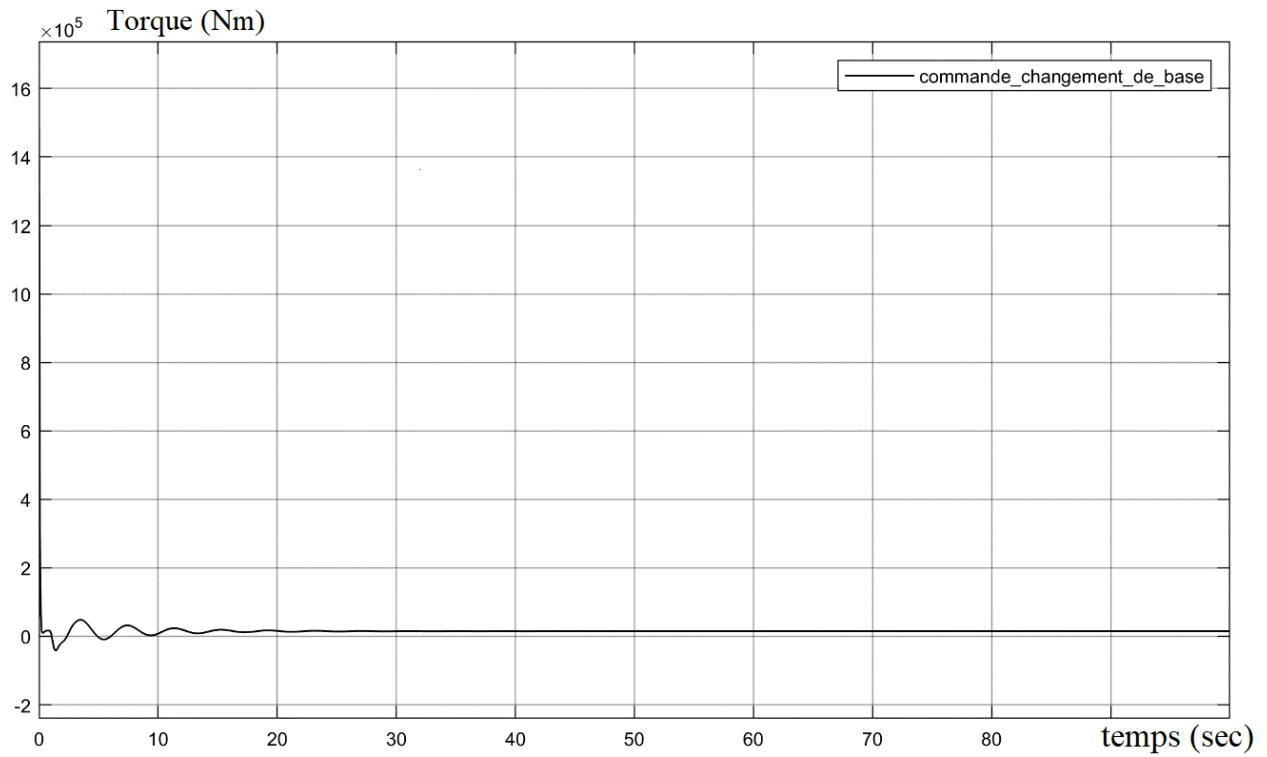


Figure 34 Le signal de commande fournit par le régulateur de Diffiomorphime

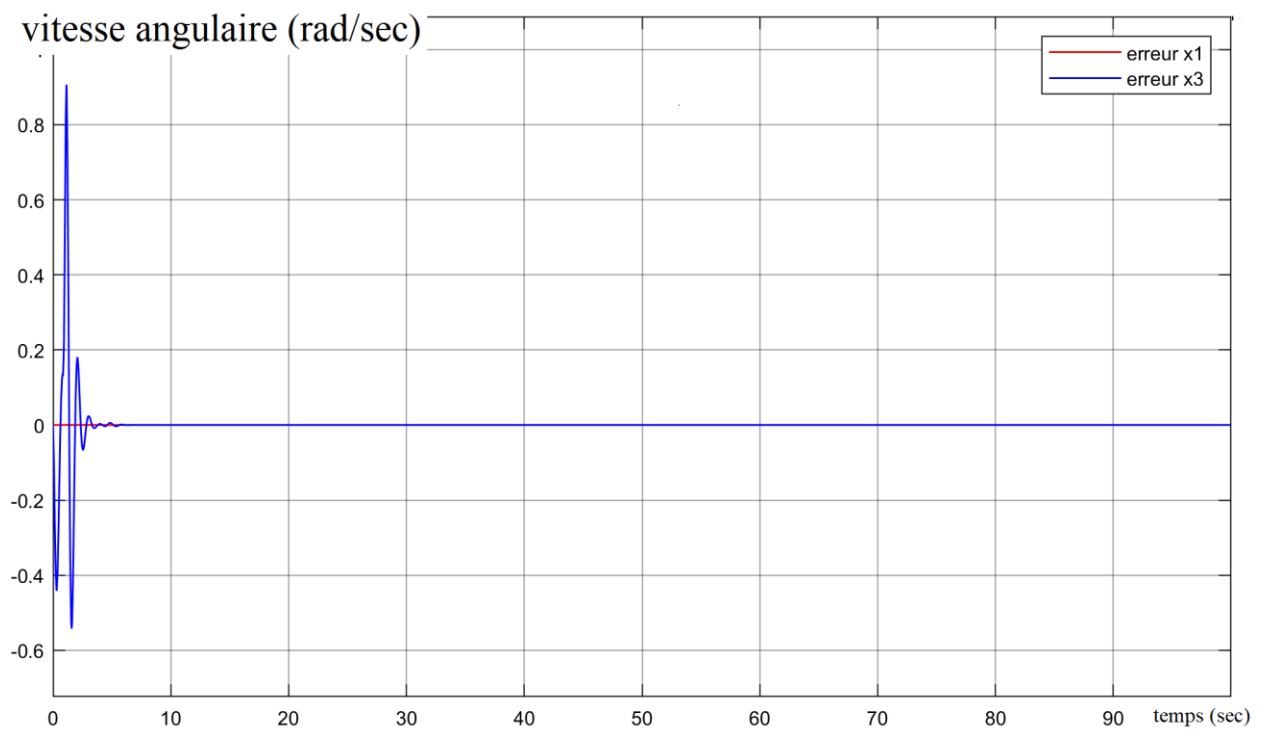


Figure 35 erreur d'estimation de vitesse de trépan et top drive avec régulation par Diffiomorphime

Le système commandé par Diffio-morphisme et par retour d'état a un temps de réponse de 30s sans erreur statique mais avec des oscillations amorties durant la phase transitoire, ce qui mène à un dépassement de 100% au démarrage du forage. Ceci reste acceptable car ces commandes ne seront pas utilisées pour démarrer la rotation du train des tiges.

Le système se stabilise dans un temps maximal de 10s après le changement de référence, les oscillations durant la transition restent acceptables pour cette application (Stick & Slip severity coefficient est inférieure à 15%).

L'activation de la commande après un Stick & Slip développé de 20s, a permis d'éliminer les vibrations dans un temps de 35s, avec une erreur statique nulle.

Le signal de sortie de la commande est lisse avec un seul pic pour démarrer le train des tiges, cette phase demande beaucoup d'énergie, Le signal de commande se stabilise rapidement et devient constant pour maintenir la vitesse de référence.

L'erreur d'estimation de la vitesse de trépan et « Top Drive » converge vers zéro en pleine régulation.

Cette performance est très satisfaisante pour une application dans le forage.

## 4.4- Mode de glissement du 1<sup>er</sup> ordre

La commande par mode glissant a connu un essor considérable durant les dernières décennies.

Ceci est dû principalement à la propriété de convergence rapide et en temps fini des erreurs, ainsi, que la grande robustesse par rapport aux erreurs de modélisation et certains types de perturbations extérieures. Tous ces aspects positifs ne doivent pas néanmoins masquer certains inconvénients. Les commandes par modes glissants procèdent de manière discontinue, ce qui conduit à exciter toutes les fréquences du système à commander et donc des modes pas forcément pris en compte dans la modélisation. En second lieu, dans la plupart des cas, les discontinuités de l'algorithme de contrôle interviennent directement sur l'actionneur. Si cet organe n'est pas conçu pour ce type de sollicitations, cela risque de conduire à son vieillissement prématuré et le système sera soumis à chaque instant à une commande élevée afin d'assurer sa convergence vers l'état désiré.

### 4.4.1- Systèmes a structure variable

Cette technique a connu un développement théorique au début des années 60 grâce à la résolution de l'équation différentielle à second membre discontinu par le mathématicien Russe A. Fillipov, suivie des recherches de S. Emelyanov en 1967 et de V. Utkin en 1977. [1]



Le réglage par mode de glissement est un mode de fonctionnement particulier des systèmes de réglage à structure variable. Un système à structure variable est un système pouvant changer de structure en faisant commuter sa commande entre deux valeurs, suivant une logique de commutation bien spécifique  $\sigma(x)$  comme illustré par la figure [1]

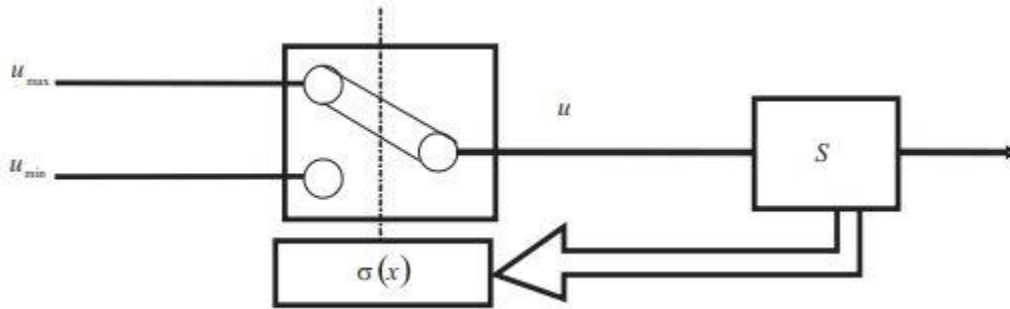


Figure 36 schéma block représentant le fonctionnement d'un régulateur par mode glissant

Dans ce cas, la commutation de la commande entre deux valeurs est imposée par la loi suivante :

$$\begin{cases} u = u_{max} & \text{pour } \sigma(x) > 0 \\ u = u_{min} & \text{pour } \sigma(x) < 0 \end{cases}$$

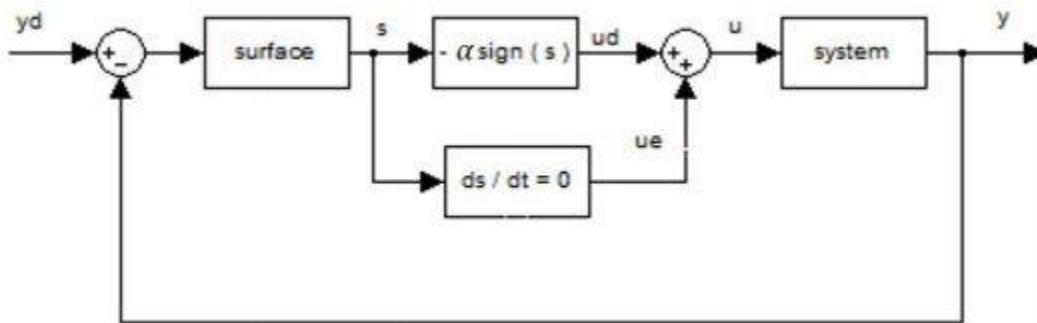


Figure 37 schéma block représentant la logique de permutation d'un régulateur par mode glissant

Pour les systèmes à structure variable, le choix adéquat des paramètres de chaque structure et une bonne définition de la logique de commutation sont essentiels. Sous certaines conditions, la commutation peut se faire à une très grande fréquence. Le système évolue alors en modes glissants. Le comportement dynamique du système est déterminé par la condition  $\sigma(x) = 0$  ;  $\sigma(x)$  étant la surface de glissement, le but est de ramener la trajectoire d'état du système vers cette surface et d'assurer le maintien du régime glissant jusqu'au point d'équilibre.

## 4.4.2- Conception de la commande par modes glissants

Synthétiser une loi de commande par mode glissants revient, en premier lieu, à choisir la surface de glissement qui permet la convergence de la trajectoire d'état du système vers le point d'équilibre désiré ; en second lieu, à établir la condition d'existence du mode de glissement qui est reliée à la convergence de la trajectoire d'état vers le point d'équilibre, et en troisième lieu à déterminer la loi de commande qui aura pour rôle de maintenir les conditions de glissement (attractivité). En d'autres termes, la conception de la loi de commande par modes glissants est réalisée en trois étapes : [1]

- Etapes 1 : choix de la surface de glissement.
- Etapes 2 : Elaboration de la condition de convergence.
- Etapes 3 : Détermination de la loi de commande.

### 4.4.2.1- Choix de la surface de glissement

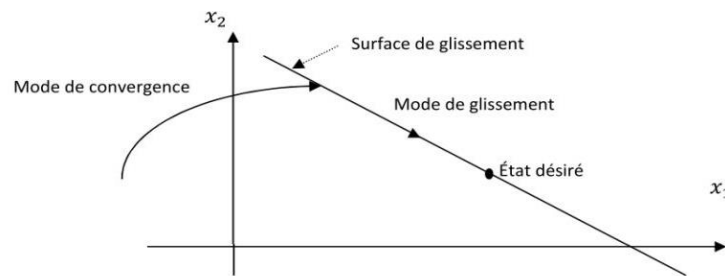


Figure 38 représentation des différents modes de convergence d'état dans une commande par modes glissants

La surface de glissement est un hyperplan dans l'espace d'état global, qui représente le comportement dynamique désiré. La trajectoire d'état du système doit atteindre cette surface.

Il n'existe pas de critères spécifiques pour le choix d'une surface de glissement appropriée.

Soit un système à  $m$  entrées de commande, la surface est alors décrite par la forme suivante :

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \vdots \\ \sigma_m \end{bmatrix} = \beta x + \beta_d x_d \quad 4.4.1$$

Où  $x \in \mathbb{R}^n$  est le vecteur du système,  $x_d \in \mathbb{R}^n$  désigne le vecteur d'état désiré,  $\beta \in \mathbb{R}^{m \times n}$  est la matrice des gains définissant la dynamique de la surface de glissement et  $\beta_d \in \mathbb{R}^{m \times n}$  est la matrice des gains du vecteur  $x_d$ .

Soit en décomposant la surface de glissement en  $m$  surfaces

$$\sigma_i = \sum_{j=1}^n \beta_{ij} x_j + \sum_{j=1}^n \beta_{dij} x_{dij}; \quad i = 1, \dots, m. \quad 4.4.2$$

Dans certains ouvrages, on trouve une forme de la surface de glissement qui est fonction de l'écart sur la variable à régler  $x$ .

$$\sigma(x) = \left[ \frac{d}{dt} + \lambda_x \right]^{r-1} e(x) \quad 4.4.3$$

Où l'écart sur la variable à régler est  $(x) = (x - x_d)$ ,  $\lambda_x$  est une constante positive et  $r$  le degré relatif. La surface de glissement est fonction de l'application et de l'objectif visés.

#### 4.4.2.2- Existence du mode glissant

##### Définition du domaine de glissement :

Le domaine  $S$ , de  $\sigma = 0$ , est un domaine du mode glissant, si pour chaque  $\varepsilon > 0$  il existe un  $\delta > 0$  tel que tout mouvement, au voisinage  $\delta$  de  $S_n$  (domaine de dimension  $n$ ), peut quitter le voisinage  $\varepsilon$  de  $S_n$ , seulement à travers  $\varepsilon$  des bornes de  $S_n$ . [1]

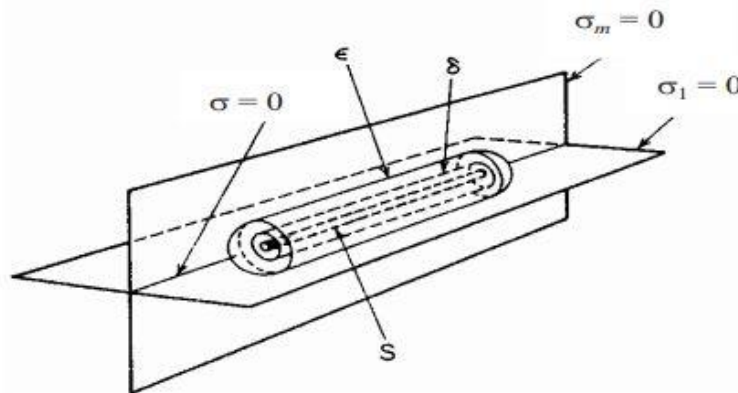


Figure 39 définition du domaine de glissement

Les conditions d'existence du mode de glissement sont des critères qui permettent aux dynamiques du système de converger vers la surface de glissement et d'y rester indépendamment des perturbations. Ces conditions d'existence peuvent être définies soit par la fonction directe de commutation, soit par la théorie de stabilité de Lyapunov. [1]

**Théorème :**

Soit  $\Omega$  l'espace d'état global de dimension  $n$ , et  $\sigma$  la surface de glissement d'ordre  $m$  associée au système. Soit  $D$  un sous espace de  $\Omega$  de dimension  $(n - m)$ , la condition suffisante pour que  $D$  soit un domaine du mode de glissement, est l'existence d'une fonction  $(x, \sigma, t)$ , dite fonction de Lyapunov, continue, dérivable et qui satisfait les conditions suivantes :

I.  $V(x, \sigma, t)$  est définie positive

$$\begin{cases} V(x, \sigma, t) > 0 & \sigma \neq 0 \\ V(x, \sigma, t) = 0 & \sigma = 0 \end{cases} \quad 4.4.4$$

II. Pour  $||\sigma|| \leq \rho$ , la fonction  $V(x, \sigma, t)$  est bornée

$$h_\rho \leq V(x, \sigma, t) \leq H_\rho \quad 4.4.5$$

Avec :

$$h_\rho \geq 0 \text{ et } H_\rho > 0$$

III.

$$\dot{V}(x, \sigma, t) < 0 \quad \forall x \in D \quad 4.4.6$$

Si  $x$  appartient à la surface de glissement alors  $\dot{V}(x, \sigma, t)$  n'existe pas.

La fonction de Lyapunov doit être choisie positive et décroissante, de manière à contraindre la trajectoire du système à toujours se diriger vers la surface de glissement.

Par conséquent, l'idée est de choisir une fonction scalaire  $\sigma(x)$  qui garantit l'attraction de la variable  $x$  vers une valeur de référence et ceci par une commande  $u$  telle que :

$$V(x) = \frac{1}{2} \sigma^2(x) \quad 4.4.7$$

Et donc

$$\dot{V}(x) = \sigma(x) \dot{\sigma}(x) \quad 4.4.8$$

## 4.5- Synthèse de la commande par modes glissants

Le but du contrôle est d'éliminer le phénomène de stick-slip donc faire bouger le bit avec une vitesse constante souhaitée ( $\Omega > 0$ ) établi au niveau du système rotatif supérieur malgré les variations de contact WOB et TOB. Donc l'objectif de contrôle est ( $\mathcal{X}_1 \rightarrow \Omega$ ,  $\mathcal{X}_3 \rightarrow \mathcal{X}_1$ ).

Avec  $\Omega > 0$  la valeur de vitesse souhaitée et  $k > 0$ .

avec  $k$  une constante à choisir pour assurer le glissement.

Soit la surface de glissement ( $r = 1$ ):

$$\sigma(x) = x_1 - \Omega + x_3 - \Omega$$

Il faut assurer

$$\dot{V}(x) = \sigma(x)\dot{\sigma}(x) < 0$$

Donc

$$U_{MG}(x) = \begin{cases} \left( \frac{\partial S}{\partial x} \times g \right) \left( -\frac{\partial S}{\partial x} \times f - k \right) \\ \left( \frac{\partial S}{\partial x} \times g \right) \left( -\frac{\partial S}{\partial x} \times f + k \right) \end{cases}$$

### 4.5.1- Simulation :

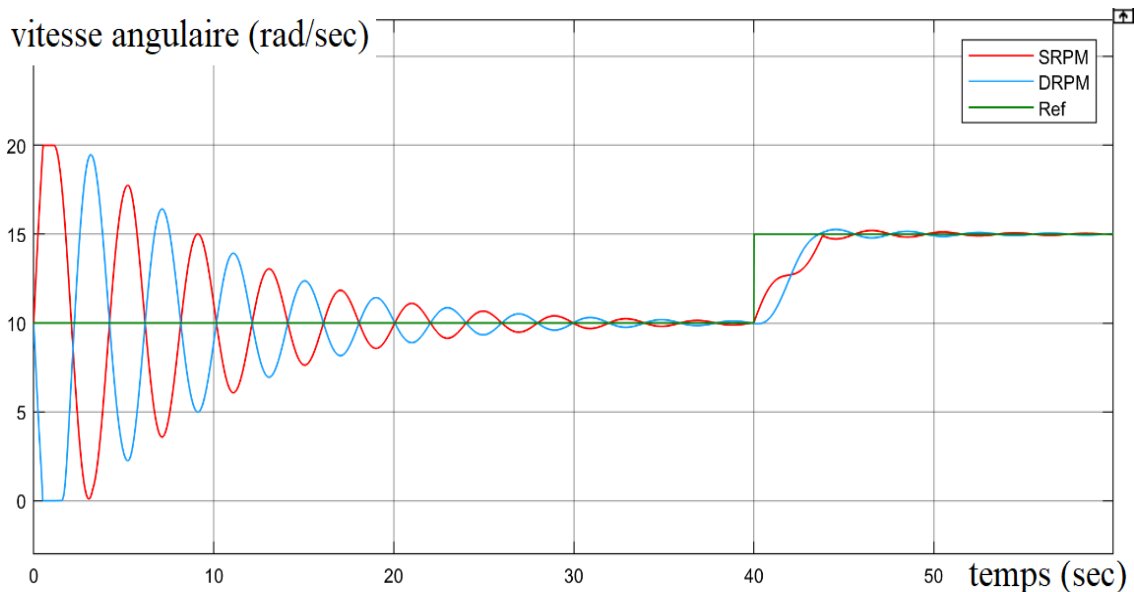


Figure 40 commande par mode glissant d'ordre un avec changement de référence

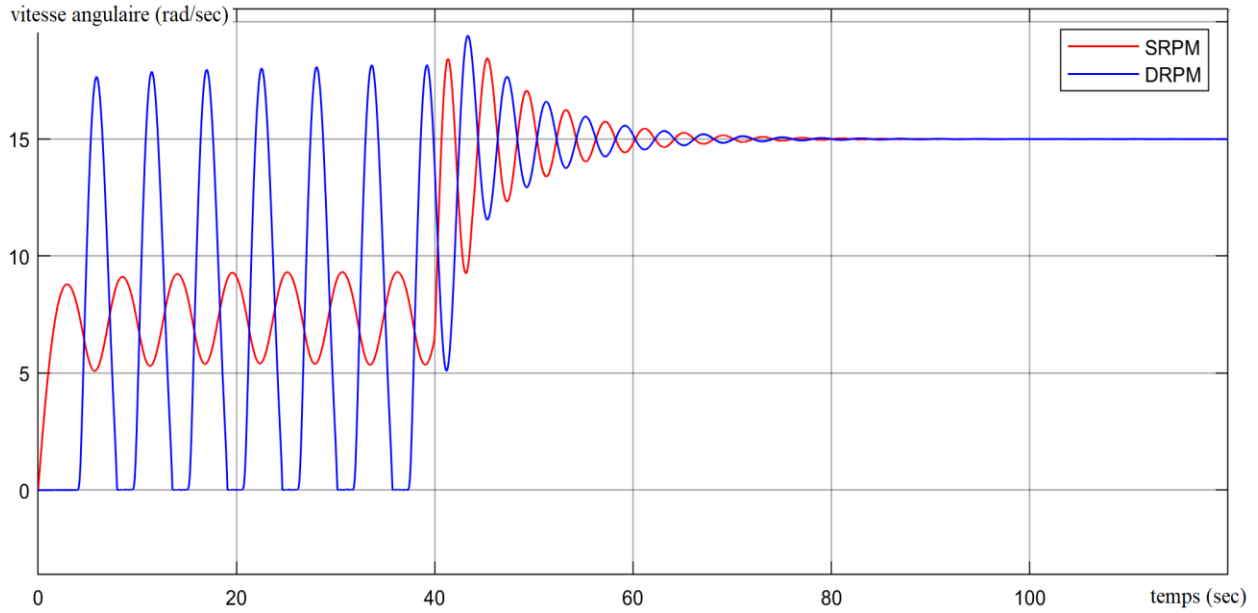


Figure 41 commande par mode glissant d'ordre un pour l'atténuation de Stick & Slip

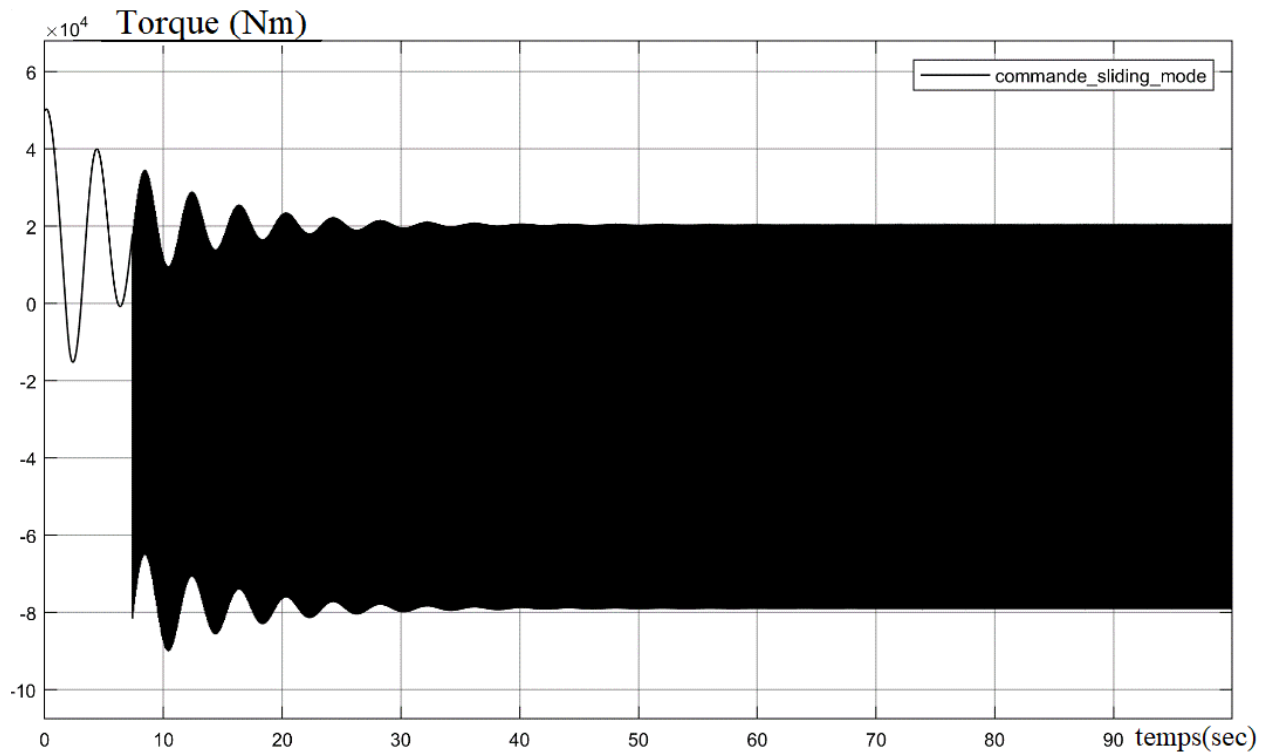


Figure 42 Signal de commande fournit par le régulateur mode glissant d'ordre un

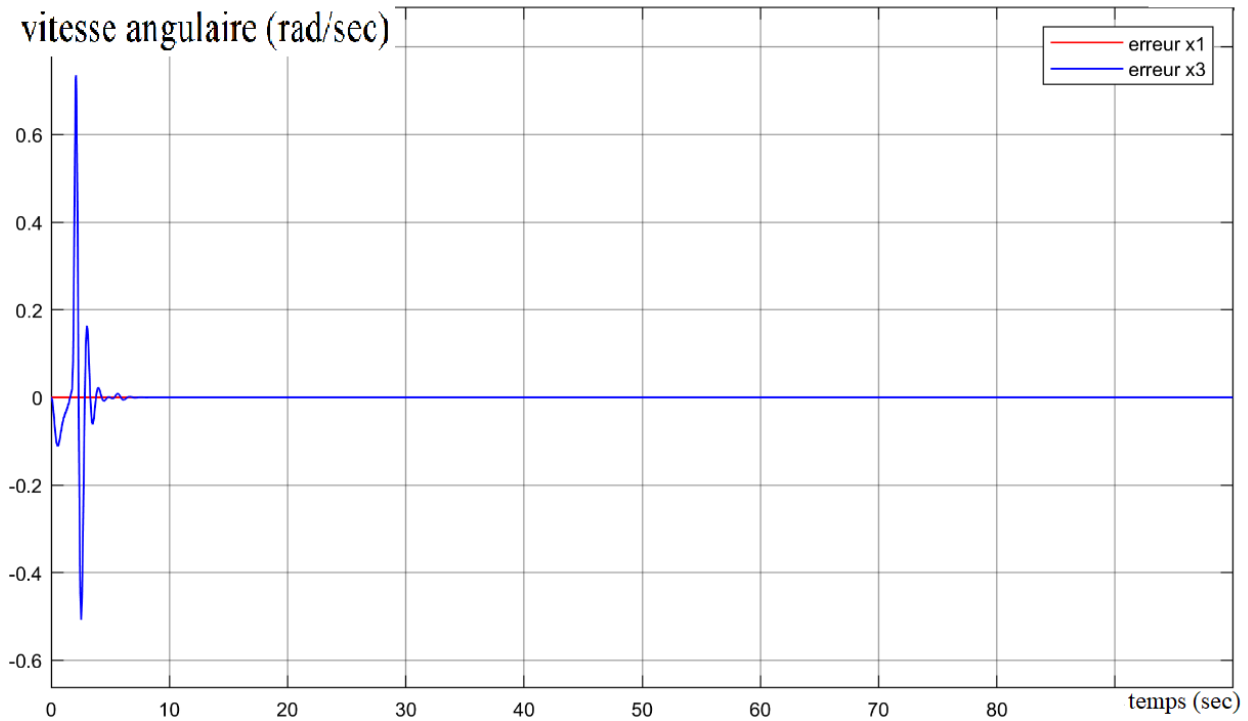


Figure 43 erreur d'estimation de vitesse de trépan avec régulation par mode glissant d'ordre un

Le système commandé par modes glissants d'ordre un a un temps de réponse de 30s sans erreur statique mais avec des oscillations amorties durant la phase transitoire, ce qui mène à un dépassement de 100% au démarrage du forage. Ceci reste acceptable car ces commandes ne seront pas utilisées pour démarrer la rotation du train de tiges.

Le système se stabilise en un temps maximal de 5s après le changement de référence, les oscillations durant la transition restent acceptables pour cette application (Stick & Slip severity coefficient est inférieure à 15%).

L'activation de la commande après un Stick & Slip de 40s, a permis d'éliminer les vibrations en un temps de 25s, avec une erreur statique nulle.

Le signal de sortie de la commande est agressivement oscillatoire spécialement dans la phase permanente à cause de phénomène appelé « Chattering » produit par la fonction sign (). Cela rend la commande très énergétique et peut être nocif pour les actionneurs.

L'erreur d'estimation de la vitesse de trépan et « Top Drive » converge vers zéro en plein régulation.

Cette performance est très satisfaisante pour une application dans le forage.

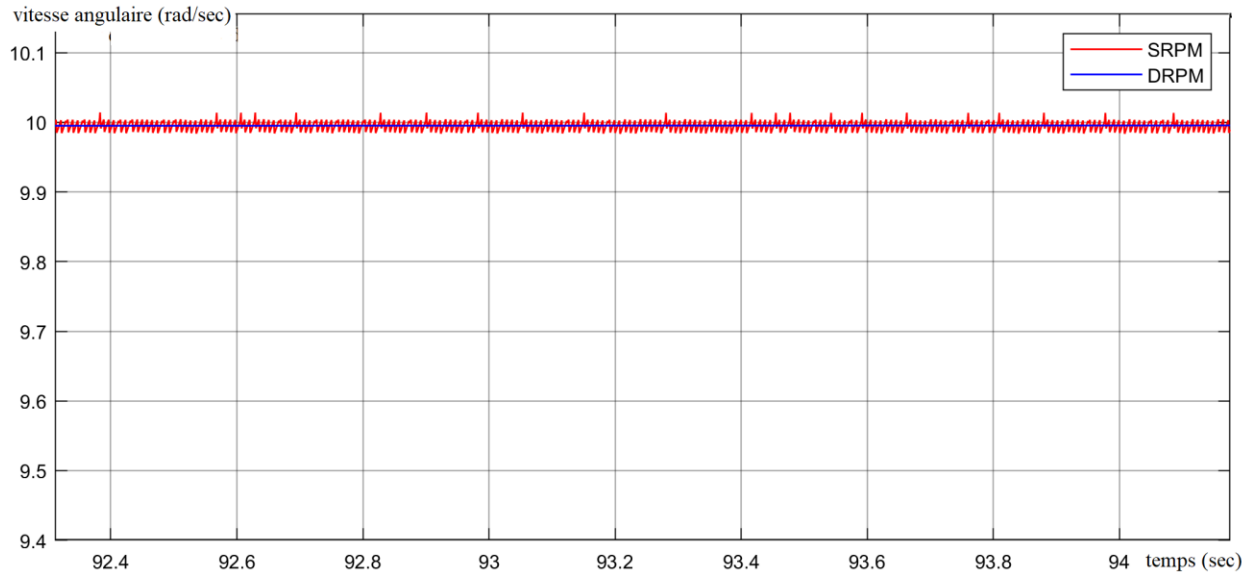


Figure 44 phénomène de chattering dans la régulation du mode glissant d'ordre un

Ce phénomène est appelé “le chattering”, dans l’étude qui se suit on va surligner quelque méthode pour l’atténuer.

## 4.6- Broutement (Chattering)

Un régime glissant idéal requiert une commande pouvant commuter à une fréquence infinie. Ainsi, durant le régime glissant, les discontinuités appliquées à la commande peuvent entraîner un phénomène de broutement, appelé réticence ou "chattering" en anglais. Celui-ci se caractérise par de fortes oscillations des trajectoires du système autour de la surface de glissement.

Les principales raisons à l’origine de ce phénomène sont les limitations des actionneurs ou les retards de commutation au niveau de la commande. Ces commutations détériorent la précision de la commande et peuvent s’avérer néfastes pour l’organe de commande en provoquant une détérioration prématurée des systèmes mécaniques et une élévation de température dans les systèmes électriques (perte d’énergie non négligeable).

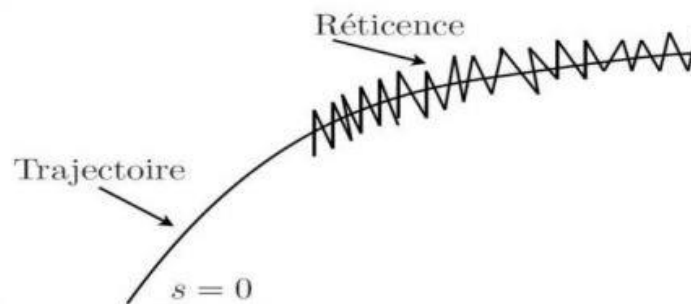


Figure 45 représentation du “chattering”



## 4.7- Atténuation du broutement

Dans le but de réduire ou d'éliminer ce phénomène, de nombreuses solutions ont été proposées, comme la solution de couche limite, fuzzy sliding mode, mode glissant d'ordre supérieur, "approch law", etc...

## 4.8- Commande mode glissant d'ordre supérieur

Dans le but de réduire ou d'éliminer le phénomène de réticence de la commande par mode glissant d'ordre 1, de nombreuses solutions ont été proposées, comme la solution de couche limite. Une nouvelle solution basée sur la théorie des modes glissants d'ordre supérieur conduit à des lois de commande relativement simples et permet de réduire le phénomène de réticence, tout en conservant les performances du système.

Ceux-ci sont caractérisés par une commande discontinue agissant sur les dérivées d'ordre supérieur de la variable de glissement, préservant les principaux avantages de la précédente approche. Ils réduisent le phénomène de réticence en garantissant même une meilleure précision de convergence par rapport aux imperfections du modèle ou d'organes de commande. L'ordre de glissement caractérise en particulier le degré de continuité des dynamiques du système au voisinage de la surface et correspond au nombre de dérivées continues de la variable à contraindre. Pour cela, des algorithmes de commande capables de générer des modes glissants de tout ordre doivent être synthétisés.

Une commande en mode glissant d'ordre supérieur en combinaison avec un schéma de contrôle en cascade et qui considère une puissance fractionnaire de la valeur absolue de l'erreur de poursuite, couplée à la fonction signe est proposé pour une plus grande précision et la prévention du « Chattering » [21] [22].

Cette méthode est basée sur les commandes virtuelles intermédiaires, le processus est récursif car il est nécessaire de calculer  $u_i$  pour avoir  $u_{i+1}$ , pour plus d'explication le "master Controller", donne une référence au premier "slave Controller" qui donne à son tour une référence au deuxième "slave Controller", cela se répète jusqu'au dernier "slave Controller" qui est contrôlé par la commande réel.

Pour les surfaces de glissement en prend :

$$\sigma_i(e_i) = e_i(t) = x_i - x_{i, \text{ref}} \quad 4.8.1$$

La loi de commande contient deux parties, la partie continue qui satisfait  $d\sigma_i/dt = 0$

$$u_{eq,i} = -g_i(x)^{-1} \left( f_i(x) - \frac{dx_{i, \text{ref}}}{dt} \right)$$

Et pour forcer le système à converger vers une la surface même en présence de bruit et l'incertitude des paramètres, il est proposé d'utilisé la loi suivante :

$$u_{dis,i} = -g_i(x)^{-1} \left[ \delta_{1,i} e_i + \delta_{2,i} \int_0^t \text{sign}(e_i) |e_i|^{\frac{1}{p}} dt \right]$$

Avec :

$$\delta_1 > \delta_2 > 0$$

Donc pour que le système atteigne le « zéro tracking error » , il faut forcer toutes les trajectoires vers  $\sigma_i(e_i) = 0$  en un temps finie est y rester, donc la loi de commande à utiliser est :

$$u_i = -g_i(x)^{-1} \left[ f_i(x) - \frac{dx_{i,nef}}{dt} + \delta_{1,i} e_i + \delta_{2,i} \int_0^l \text{sign}(e_i) |e_i|^{\frac{1}{p}} dt \right]$$

### 4.8.1- Application au train de tiges

Notre système est le suivant :

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= -\frac{c+d_1}{J_1} x_1 - \frac{k}{J_1} x_2 + \frac{c}{J_1} x_3 + \frac{c}{J_1} u_3 \\ \dot{x}_2 &= x_1 - x_3 \\ \dot{x}_3 &= \frac{c}{J_2} x_1 + \frac{k}{J_2} x_2 - \frac{c+d_2}{J_2} x_3 - \frac{1}{J_2} T_{tob} \end{aligned}$$

Afin d'appliquer la méthode précédente il faut insérer deux commande virtuelles  $u_1$   $u_2$ .

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= -\frac{c+d_1}{J_1} x_1 - \frac{k}{J_1} x_2 + \frac{c}{J_1} x_3 + \frac{c}{J_1} u_3 \\ \dot{x}_2 &= u_2 - x_3 \\ \dot{x}_3 &= \frac{c}{J_2} x_1 + \frac{k}{J_2} u_1 - \frac{c+d_2}{J_2} x_3 - \frac{1}{J_2} T_{tob} \end{aligned}$$

Pour le train de tiges, le contrôleur maître régule la vitesse du trépan à  $x_{3,ref}$ , avec la première entrée virtuelle  $x_2 = u_1$ , le premier contrôleur (maître) régule l'état variable à  $x_{2,ref}$  avec la deuxième entrée virtuelle  $x_1 = u_2$ , et la dernière boucle régule la vitesse de rotation à  $x_{1,ref}$ . Autrement dit, le contrôleur maître fournit des valeurs de référence  $x_{2,ref}$  au premier contrôleur esclave, qui fournit à son tour des valeurs de référence  $x_{1,ref}$  à la dernière boucle de contrôle, qui est entraînée par l'entrée de commande réelle  $u = u_3$ .

Choix des surfaces :

$$\sigma_1(e_1) = e_1(t) = x_1 - x_{1,ref}$$

$$\sigma_2(e_2) = e_2(t) = x_2 - x_{2,ref}$$

$$\sigma_3(e_3) = e_3(t) = x_3 - x_{3,ref}$$

Lois de commandes :

$$u_{eq,1} = -\frac{J_2}{k} \left( \frac{c}{J_2} x_1 + \frac{k}{J_2} u_1 - \frac{c + d_2}{J_2} x_3 - \frac{1}{J_2} T_{tob} \right)$$

$$u_{eq,2} = x_3$$

$$u_{eq,3} = -J_1 \left( -\frac{c + d_1}{J_1} x_1 - \frac{k}{J_1} x_2 + \frac{c}{J_1} x_3 \right)$$

$$u_{dis,1} = -\frac{J_2}{k} \left[ \delta_{1,1} e_1 + \delta_{21} \int_0^t \text{sign}(e_1) |e_1|^{\frac{1}{p}} dt \right]$$

$$u_{dis,2} = - \left[ \delta_{1,2} e_2 + \delta_{22} \int_0^t \text{sign}(e_2) |e_2|^{\frac{1}{p}} dt \right]$$

$$u_{dis,3} = -J_1 \left[ \delta_{1,3} e_3 + \delta_{23} \int_0^t \text{sign}(e_3) |e_3|^{\frac{1}{p}} dt \right]$$

Finalement :

$$u_1 = u_{eq,1} + u_{dis,1}$$

$$u_2 = u_{eq,2} + u_{dis,2}$$

$$u_3 = u_{eq,3} + u_{dis,3}$$

### 4.8.2- Simulation :

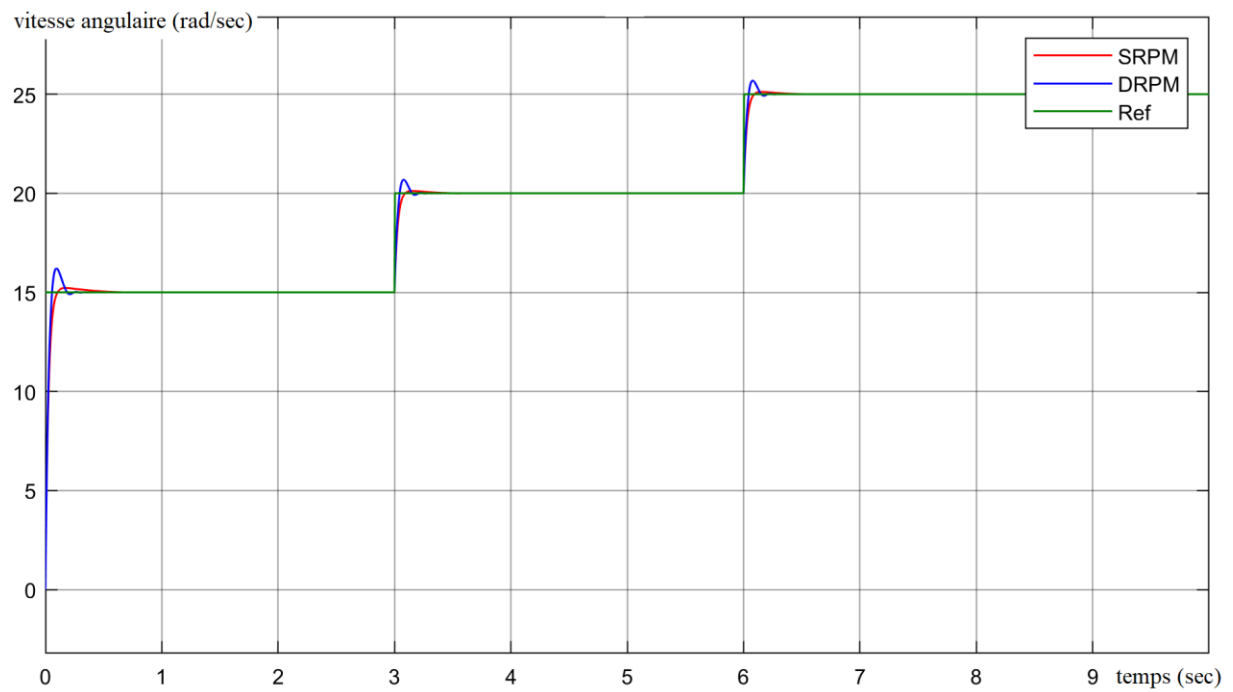


Figure 46 commande par mode glissant d'ordre supérieure avec changement de référence

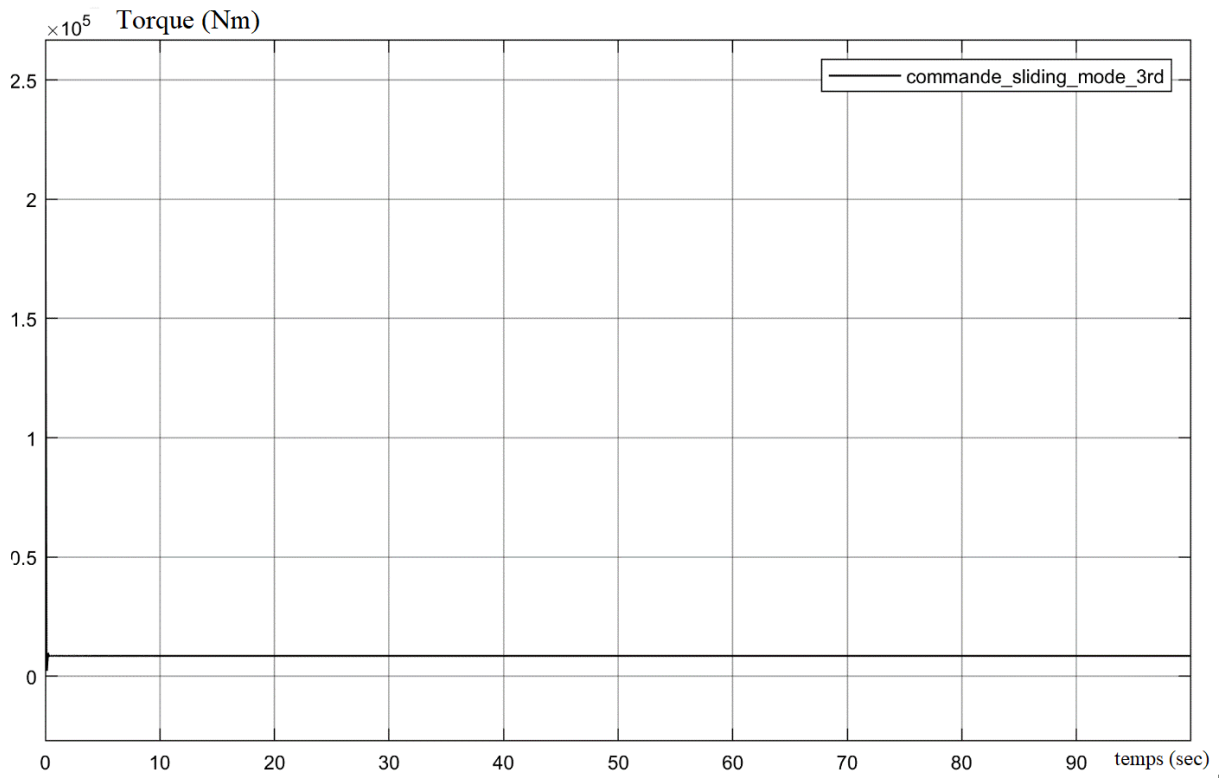


Figure 47 Signal de commande fournit par le régulateur mode glissant d'ordre supérieur sans changement de référence

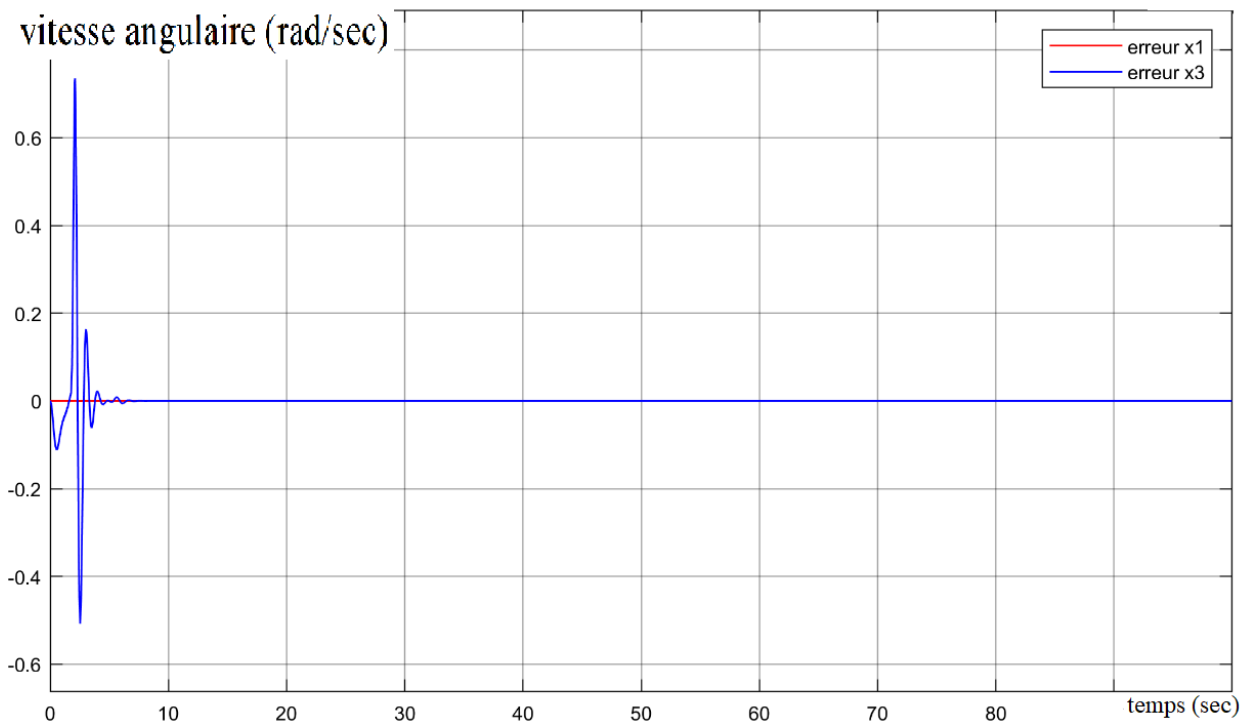


Figure 48 erreur d'estimation de vitesse de trépan avec régulation par mode glissant d'ordre supérieure

Le système commandé par mode glissant d'ordre supérieure a une bonne poursuite de référence (erreur statique nulle) avec un temps de réponse de 0.3s et un dépassement de 6.6%.

La différence de vitesse entre le Trépan et le Top Drive est éliminé durant le régime transitoire (Stick & Slip sévérité coefficient est inférieure a 2%)

En cas de changement de référence la réponse reste la même.

Le signal de sortie de la commande est lisse avec un seul pic pour démarrer le train de tiges, car cette phase demande beaucoup d'énergie. Le signal de commande se stabilise rapidement et devient constant pour maintenir la vitesse de référence.

L'erreur d'estimation de la vitesse de trépan et du « Top Drive » converge vers zéro en plein régulation.

Le “chattering” est complètement atténué.

Cette performance est très satisfaisante voir excellente pour commander une chaine de forage et optimiser le ROP.

## 4.9- Tests de robustesse

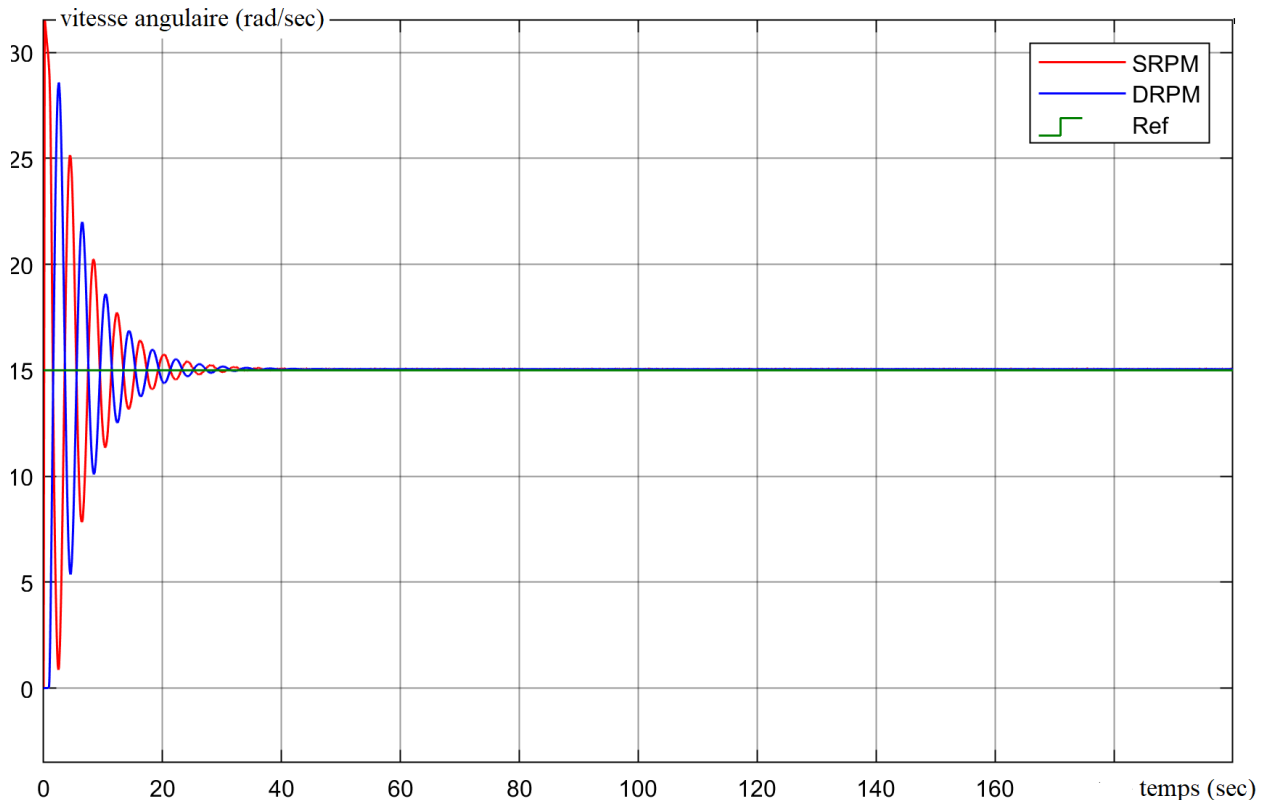


Figure 49 test de robustesse sur la commande par Diffiomorphime

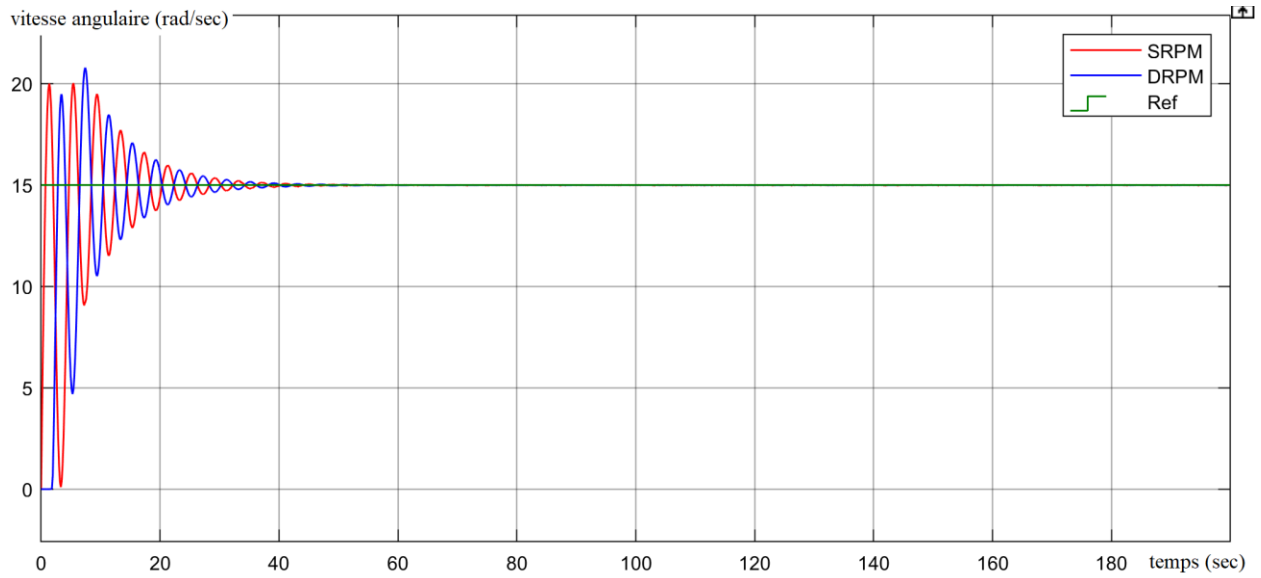


Figure 50 test de robustesse sur la commande par mode glissant d'ordre un

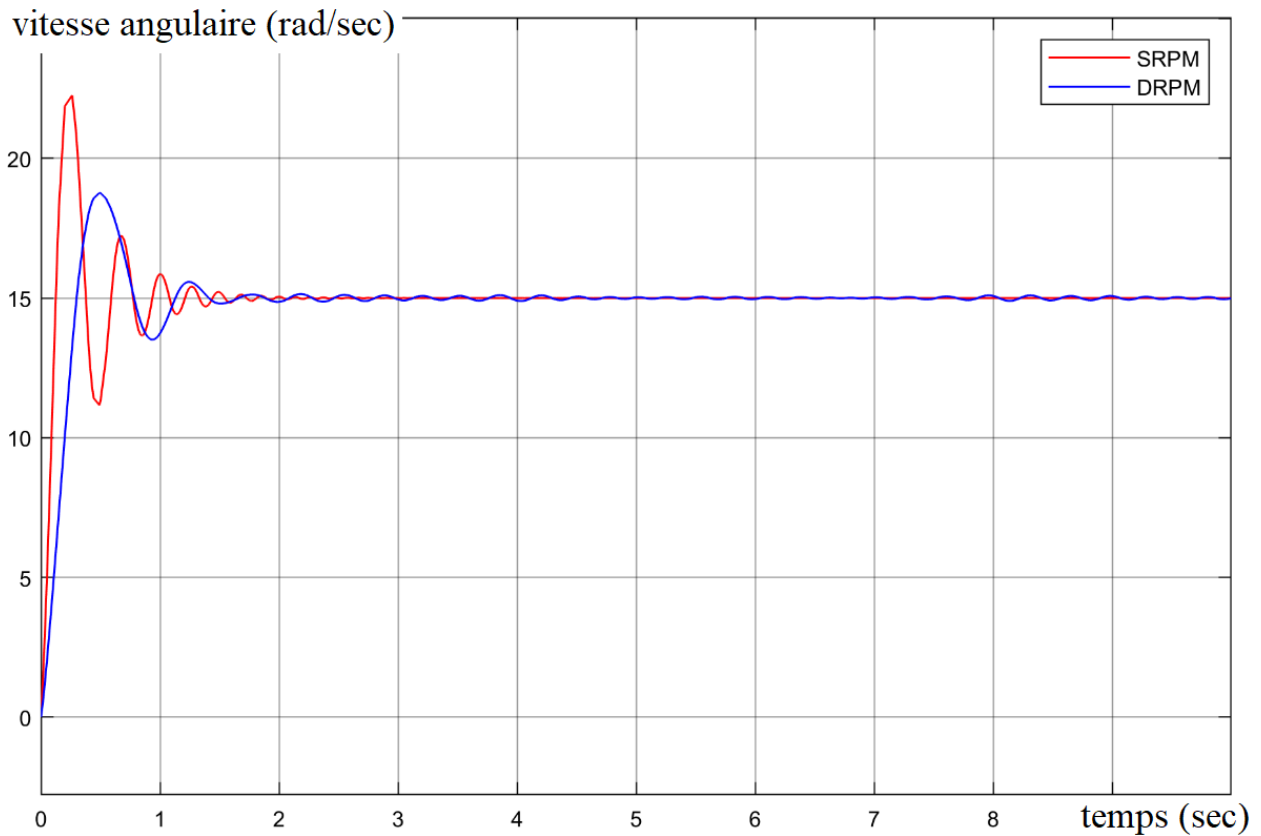


Figure 51 test de robustesse sur la commande par mode glissant d'ordre supérieur

Ces résultats sont obtenus en injectant des bruits sur la commande, en changeant les paramètres de système et en injectant des bruits et variations brusques sur le TOB.

La stabilisation et la poursuite reste toujours la même donc les trois méthodes sont robustes, et ils peuvent répondre aux besoins d'une opération de forage, notamment le changement soudain de formation.

## 4.10-Comparaison

Les trois commandes appliquées sont robustes en termes de changement des paramètres de forage c'est à dire que ces commandes n'ont pas besoin d'une modélisation exacte du « Drill String ».

La commande par mode de glissement d'ordre un offre une réponse plus rapide que la commande par Diffiomorphime, mais le signal de commande peut être nocif pour les actionneurs d'un appareil de forage.

La commande par mode glissant d'ordre supérieur est la meilleure parce qu'elle a :

- Le plus petit dépassement.
- Le plus petit temps de réponse.
- La meilleure poursuite.
- La meilleure atténuation de Stick & Slip.
- Le signal de commande le plus stable (non-oscillatoire) et le moins énergétique.
- 

## 4.11- Conclusion

Dans ce chapitre, on a étudié et appliqué quelques commandes au train de tiges pour maintenir une vitesse constante du top drive et du trépan.

Les résultats montrent que la commande par mode glissement d'ordre élevé est supérieure aux autres commandes utilisées, donc il est conseillé de l'utiliser dans des expériences réelles pour mieux découvrir ces performances.



# Conclusion générale et perspectives

L'objectif principal de cette étude est l'élimination des vibrations de torsion « appelés Stick & Slip » dans les chaînes de forage, et qui sont la cause majeure de l'usure du trépan, de la diminution de l'efficacité de l'opération de forage et de l'augmentation du coût de puits.

Nous avons commencé par la modélisation du train de tiges, deux approches sont utilisées :

- **La modélisation centralisée** : basée sur les lois fondamentales de la dynamique du système.
- **La modélisation distribuée** : basée sur la résolution des équations aux dérivées partielles.

La validation des deux modèles avec des données réelles a prouvé qu'ils ne sont valables que pour les cas de Stick & Slip sévères.

Ensuite, nous avons appliqué 3 types d'observateurs d'état au modèle centralisé. La simulation montre qu'un observateur simple de Luenberger n'est pas utilisable pour un tel système, mais en conservant la dynamique et après le calcul des paramètres par « Damping optimum procedure », la performance de cet observateur est améliorée. Les résultats obtenus par l'observateur de modes glissants d'ordre supérieur sont encourageants, cet observateur pourra être utilisé sur le terrain.

Enfin, les deux commandes « mode glissant d'ordre un » et « Diffiomorphe avec retour d'état » ont été synthétisées et appliquées au train de tiges étudié. Les résultats de simulation montrent que les deux lois de commande sont robustes et permettent d'atténuer le Stick and Slip, mais ils ne permettent pas le bon démarrage de l'appareil de forage. La commande par mode glissant d'ordre supérieur présente de très bonnes performances et une bonne robustesse, et pourra être appliquée au système de forage dès le démarrage de l'opération.

## Perspectives :

- Développement du modèle centralisé pour suivre l'amplitude du système réel.
- Utiliser des réseaux neurones pour modéliser la chaîne de forage.
- Détection de Stick and Slip en utilisant les mêmes modèles proposés dans ce mémoire mais en calculant le SSS d'après l'accélération du trépan.
- L'implémentation de la commande par modes glissants d'ordre supérieure dans une machine de forage.
- Proposer des méthodes pour optimiser le ROP en minimisant la HMSE.
- Appliquer des commandes neuro-fuzzy pour améliorer le temps de réponse et la robustesse (ANFIS par exemple)

## Bibliographies

- [1] F. Abdulgalil, Commande non lineaire dans les systemes de forage petrolirt: Contribution a la suppression du phenomene de Stick & Slip, universite Paris XI UFR Scientifique d'Orsay N8213 (2006).
- [2] S. Abdelkrim, Etude des instabilites dans une tige de forage petrolier ,influence du frottement visqueux, Université El-Hadj–Lakhdar - Batna Département Génie Industriel (2011).
- [3] B. Meriem, Prédiction de coincement de la garniture de forage par les techniques des fouilles des Données, université echahid hamma Lakhdar D'el Oued Departement d'Informatique (2016).
- [4] A. Yahyaoui, Modelisation et commande d'un système de forage en vue de rejet des perturbations vibratoires, Ecole Nationale Polytechnique d'Alger, 2018.
- [5] O. David, Mathematical Evaluation of Lateral and Torsional Vibrations on Directional, International Journal of Engineering Research and General Science Volume 4, Issue 1, January-February, 2016.
- [6] M. Fu et al, Observer and reference governor based control strategy to suppress stick-slip vibrations in oil well drill-string, Journal of Sound and Vibration 457 (2019).
- [7] Bruno Cesar Cayres et al, Experimental and numerical drill string modeling friction included Stick-Slip, Internation Conference on Vibration ProblemsAt: Lisbon (2013).
- [8] P. Athanasiou, Simulation of Oil Well Drilling System Using Distributed–Lumped Modelling Technique, departement of mechanical engineering technology, Yanbu Industrial college, Yanbu 30436, Saudi Arabia(2020).
- [9] T. Ritto at al, Validation of a drill string dynamical model and torsional, Specialized Presidential Council for Educ and Scientific Research Portal(2017).
- [10] Mathematical modeling of the torsional dynamics of a drill.
- [11] MYA. Alkaagoolee et al, a hybrid model for a drilling process for hydrocarbon well boring operations, School of Engineering, University of Bradford British University in Dubai(2017).
- [12] Francis W. zwiers et al, Statistical analysis in climate research, Cambridge University Press February 2010 , ISBN(9780511612336).
- [13] L. Hong et al, Identification and control of stick–slip vibrations using Kalman estimator in oil-well drill strings, Journal of Petroleum Science and Engineering 140 (2016) .

- [14] H. Mounier et al, A torque estimator-based control strategy for oil-well drill-string torsional vibrations active damping including an auto-tuning algorithm, *Control Engineering Practice* Volume 19, Issue 8, August 2011.
- [15] B. Hanane, Observateur non linéaire mode glissant, Université Ferhat abbas - setif 1-UFAS (ALGERIE)(2013).
- [16] Fridman et al, Higher-order sliding-mode observer for state estimation and input reconstruction in nonlinear systems, *International Journal of Robust and Nonlinear Control* 18(4-5):399 - 412 (2008).
- [17] Navarro Lopez et al, Practical approach to modelling and controlling stick-slip oscillations in oilwell drillstrings, Conference: Control Applications. Proceedings of the 2004 IEEE International Conference on Volume: 2, 2004.
- [18] Alvarez-Ramirez et al, Suppression of stick-slip in drillstrings: A control approach based on modeling error compensation, *Journal of Sound and Vibration* 310(4-5) March 2008.
- [19] Sananikone et al, Stick Slip Mitigation Plan to Improve Drilling, Paper presented at the SPE Asia Pacific Oil and Gas Conference and Exhibition, Jakarta, Indonesia, September 2011.
- [20] Miguel Corchero et al,  $H_\infty$  control for suppressing stick-slip in oil well drillstrings, *IEEE control systems* 18(2) May 1998.
- [21] Isidori, *Nonlinear Control Systems, Communications and Control Engineering book series (CCE)*, 1995.
- [22] Hernandez-Suarez et al, An integral high-order sliding mode control approach for stick-slip suppression in oil drillstrings, *Petroleum Science and Technology*, volume 27 issue 8 (2009).
- [23] Franck Plestan et al, Robust output feedback sampling control based on second order sliding mode, *Automatica*, Elsevier, 46 (6), pp.1096-1100. f00480076, 2010.
- [24] Monteiro, Performance analysis of proportional-integral feedback control for the reduction of stick-slip-induced torsional vibrations in oil well drillstrings, *Journal of Sound and Vibration* Volume 398, 23 June 2017.
- [25] Roya Sadeghimehr et al, an optimized chattering free sliding mode controller to suppress torsional vibrations in drilling strings, Predictive-based sliding mode control for mitigating torsional vibration of drill string in the presence of input delay and external disturbance 2020.
- [26] P. DIAZ et al, développement d'un modèle hybride de prédiction d'attaques, Trois-Rivières, Université du Québec à Trois-Rivières (2018).

- [27] navarro lopez et al, Sliding-mode control of a multi-DOF oilwell drillstring with stick-slip oscillations, *Nonlinear Ana: Real World Applications*. 10, 3162-3174(2007).
- [28] a. Pavcovic, A torque estimator-based control strategy for oil-well drill-string torsional vibrations active damping including an auto-tuning algorithm, *Control Engineering Practice* Volume 19, Issue 8, August 2011, Pages 836-850.
- [29] Monteiro et al, Performance analysis of proportional-integral feedback control for the reduction of stick-slip-induced torsional vibrations in oil well drillstrings, *Journal of Sound and Vibration* Volume 398, 23 June 2017.
- [30] Cui Meng et al, Maximizing Drilling Performance With Real-Time Surveillance System Based on Parameters Optimization Algorithm, (2017)*Advances in :Petroleum Exploration and Development*, 8(1), 15-24. Available from: URL: <http://www.cscanada.net/index.php/aped/article/view/5537>.
- [31] Utkins et al, Sliding Mode Observers.Tutorial, *Proceedings of 34th IEEE Conference on Decision and Control* (1995).
- [32] Vladimir Rasvan et al, Stick-slip Oscillations in Oilwell Drillstrings: Distributed Parameter and Neutral Type Retarded Model Approaches, *Proceedings of the 18th World Congress The International Federation of Automatic Control Milano (Italy) August 28 - September 2, 2011*.
- [33] Roman Shor et al, Torsional vibrations with bit off bottom: Modeling, characterization and field data validation, *Journal of Petroleum Science and Engineering* Volume 163, April 2018.
- [34] L. Fridman et al, *Continuous Nested Algorithms : The Fifth Generation of Sliding Mode Controllers*, Springer International Publishing Switzerland 2015.
- [35] Hector Rios et al, *Continuous Sliding-Modes Control Strategies for Quad-Rotor Robust Tracking: Real-Time Application*, DOI 10.1109/TIE.2018.2831191, IEEE 2019.
- [36] S. SUPLIN et al ,H-inf-control of linear uncertain time-delay systems-a, *IEEE Transactions on Automatic Control* 51, 4 (2006).