

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université 8 Mai 1945 – Guelma
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Electrotechnique et Automatique



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER Académique**

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Automatique

Spécialité : Automatique et Informatique industrielle

Par : **BEKAKRIA Farès** et **BENKRINAH Khalid**

Thème

**Commande par mode glissant d'un système de forage
pétrolier**

Soutenu publiquement, le 19/06/2022, devant le jury composé de :

| | | | | | |
|---------------------|---------|-----------|------------|-------------|-----------|
| M ^{elle} . | KECHIDA | Sihem | Professeur | Univ.Guelma | Président |
| M ^{me} . | LOUCIF | Fatiha | MCB | Univ.Guelma | Encadreur |
| Mr. | SEBBAGH | Abdennour | MCA | Univ.Guelma | Examineur |

Année Universitaire : 2021/2022

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Remerciements

Avant toute chose, Nous remercions Dieu le tout puissant de nous avoir donnée courage, force et sur tout patience durant toutes ces années d'étude.

Nous sommes très reconnaissantes à Mme **LOUCIF Fatiha**, pour avoir accepté de diriger nos travaux, et pour ses encouragements et son soutien qui nous ont été une aide précieuse.

Nous remercions vont également aux membres du jury Melle **KECHIDA Sihem** et M **SEBBAGH Abdennour** qui ont accepté d'examiner notre travail.

Notre gratitude et reconnaissance s'adressent à tous les enseignants qui ont contribué à notre formation pendant notre cursus universitaire.

Enfin, un grand merci pour les automaticiens spécialement M2 AII, pour leurs encouragements.

DÉDICACES

Je dédie Ce modeste travail à:

Mes chers parents **MON PERE** et **MA MERE**,

pour tous leurs sacrifices, **Amis, frères et sœurs**,

Tous mes Amis et ma famille.

Et aussi à mon deuxième pays, **PALESTINE**,

Et a toute la **NATION ISLAMIQUE.**

RÉSUMÉ

Lors des procédés de forage pétrolier, de violentes vibrations peuvent se produire dans la garniture de forage, ces vibrations indésirables peuvent entraîner des pertes importantes au niveau de la structure ce qui entraîne une diminution de l'efficacité du forage, ce qui est considéré comme une perte du point de vue économique.

Il existe trois types de vibrations (vibrations axiales, vibrations de torsion, vibrations latérales), le plus réaliste et le plus commun dans l'environnement de travail sont les vibrations de torsion (stick-slip). Ce mémoire traite la commande du système de forage rotary pour réduire ou éliminer les vibrations de torsion comme premier objectif et réguler la vitesse de l'outil comme deuxième objectif. A partir de la présentation d'un modèle d'interaction entre les roches et l'outil (frottements), ainsi qu'un modèle pour le système de forage rotatif (modèle physique). Deux types de contrôle ont été appliqués, le premier est linéaire (PID), et le second est non linéaire (contrôle en mode glissant), ce dernier a une grande efficacité grâce à sa propriété de robustesse, et c'est ce que les résultats de simulation ont montré, les résultats sont satisfaisants et les objectifs ont été atteints.

Mots clés : Forage rotary, mode glissant, couple de trépan, commande robuste, commande PID, système non linéaire.

ABSTRACT

During oil drilling processes, violent vibrations can occur in the drill string, these undesirable vibrations can lead to significant structural losses resulting in a decrease in drilling efficiency, which is considered a loss from an economic point of view.

There are three types of vibration (axial vibration, torsional vibration, lateral vibration), the most realistic and common in the working environment are torsional vibration (stick-slip). This thesis treats the control of the rotary drilling system to reduce or eliminate torsional vibrations as the first objective and to regulate the speed of the tool as the second objective, from the presentation of a model of interaction between the rocks and the tool (frictions), as well as a model for the rotary drilling system (physical model). Two types of control have been applied, the first is linear (PID), the second is

nonlinear (sliding mode control), the latter has a high efficiency due to his robustness property, and this is what the simulation result showed, and they are satisfactory results. The objectives have been achieved.

Keywords: Rotary drilling, sliding mode, torque of bit, robust control, PID control, nonlinear system.

ملخص :

خلال عملية الحفر عن النفط قد تحدث اهتزازات شديدة، هذه الاهتزازات غير المرغوب فيها تؤدي الى خسائر كبيرة على مستوى هيكل الحفر، مما يسبب التقليل من فعالية الحفر وهو ما يعتبر خسارة من الجانب الاقتصادي.

هناك ثلاث أنواع من الاهتزازات (الاهتزازات محورية، الاهتزازات التوائية، الاهتزازات جانبية)، الأكثر واقعية وحدثا في الوسط العملي هي الاهتزازات الالتوائية. تعالج هذه المذكرة التحكم في نظام الحفر الدوراني للتقليل او حتى إزالة الاهتزازات الالتوائية كأول هدف وتنظيم سرعة الأداة كهدف ثاني. انطلاقا من تقديم نموذج للتفاعل بين الصخور والاداة (الاحتكاكات)، كذلك نمودجا لنظام الحفر الدوار (النموذج الفيزيائي). وقد تم تطبيق نوعين من أنواع التحكم الأول خطي (PID)، والثاني تحكم غير خطي (التحكم بوضع الانزلاق)، أبدى هذا الاخير نجاعة كبيرة من خلال خاصية المتانة، وهذا ما اظهرته نتائج المحاكاة، فهي نتائج مرضية وحققت الاهداف.

كلمات مفتاحية: الحفر الدوار، التحكم بوضع الانزلاق، عزم الدوران على أداة الحفر، تحكم متين، تحكم PID , نظام غير خطي.

Sommaire

| | |
|--|-----|
| Liste des figures..... | i |
| Liste des tableaux..... | iii |
| Notations et abréviations..... | iv |
| Introduction générale..... | 1 |
| Chapitre I –Description générale du système de forage pétrolier | |
| I.1 Introduction..... | 3 |
| I.2 Description générale de forage rotary..... | 3 |
| I.3 Système de forage rotary..... | 4 |
| I.3.1 Le système de suspension..... | 5 |
| I.3.2 Le système rotary..... | 5 |
| I.3.3 Le système de circulation de boue..... | 6 |
| I.3.4 Le système de production d'énergie..... | 6 |
| I.3.5 Le système de contrôle du puits..... | 6 |
| I.4 Equipement du forage rotary..... | 6 |
| I.4.1 Le train de tige..... | 7 |
| I.4.2 Assemblage de fond BHA..... | 7 |
| I.4.3 Les trépan..... | 8 |
| I.4.4 Système induit..... | 8 |
| I.4.4.1 Le moteur..... | 8 |
| I.4.4.2 La table de rotation..... | 9 |
| I.5 Paramètres de forage..... | 9 |
| I.5.1 Facteurs mécaniques..... | 9 |
| I.5.1.1 Vitesse de rotation..... | 9 |
| I.5.1.2 Poids sur l'outil WOB (Weight on Bit)..... | 9 |
| I.5.1.3 Le Couple exercé sur l'outil Torque On Bit..... | 9 |
| I.5.2 Facteurs hydrauliques..... | 10 |
| I.5.2.1 Fluide de forage..... | 10 |

| | |
|--|----|
| I.5.2.2 Pression et débit hydraulique | 10 |
| I.5.2.3 Densité de la boue | 10 |
| I.6 Vibrations du train de tige..... | 10 |
| I.6.1 Vibration axial | 10 |
| I.6.2 Vibration de torsion | 10 |
| I.6.3 Vibration latéral | 11 |
| I.7 Le phénomène « stick-slip » en forage rotary | 11 |
| I.8 Conclusion..... | 12 |

Chapitre II – Modélisation du système de forage rotary

| | |
|--|----|
| II.1 Introduction | 13 |
| II.2 Modélisation des frottements | 13 |
| II.2.1 Les modèles statiques | 13 |
| II.2.1.1 Frottements secs statiques..... | 13 |
| II.2.1.2 Frottement de coulomb | 14 |
| II.2.1.3 Frottement de visqueux..... | 14 |
| II.2.1.4 Frottement de Stiction..... | 14 |
| II.2.1.5 Frottement de Stribeck..... | 15 |
| II.2.2 Les frottements dynamiques | 16 |
| II.2.2.1 Frottement de Dahle..... | 17 |
| II.2.2.2 Frottements de Lugre | 17 |
| II.2.3 Modèle de frottements pour le forage rotary | 18 |
| II.3 Modélisation mécanique de système..... | 19 |
| II.3.1 Modèle de train de tiges et le BHA | 20 |
| II.3.2 Système d'induit..... | 21 |
| II.3.2.1 Le moteur | 21 |
| II.3.2.2 Le réducteur | 22 |
| II.4 Mise sous forme d'état..... | 24 |
| II.4.1 Cas linéaire | 24 |

| | |
|---|----|
| II.4.2 Cas non linéaire | 24 |
| II.5 Simulation de système non commandé | 25 |
| II.6 conclusion | 28 |

Chapitre III – Commande par mode glissant

| | |
|---|----|
| III.1 Introduction..... | 29 |
| III.2 Système à structure variable | 29 |
| III.3 Principe de la commande par mode glissant..... | 30 |
| III.4 Conception de la commande par mode glissant..... | 31 |
| III.4.1 Choix de la surface de glissement | 31 |
| III.4.2 Conditions de convergence et d'existence | 32 |
| III.4.2.1 La fonction discrète de commutation | 32 |
| III.4.2.2 La fonction de Lyapunov..... | 32 |
| III.4.3 Calcul de la commande | 33 |
| III.5 Synthèse de la surface de glissement | 36 |
| III.6 Phénomène de réticence..... | 38 |
| III.7 Domaine d'application du réglage par mode glissant..... | 40 |
| III.8 Les nouveaux concepts de la commande par mode de glissement | 40 |
| III.8.1 Commande basée sur l'approche de la loi d'arrivé..... | 40 |
| III.8.2 Commande continue par Bande de surface | 41 |
| III.8.3 Commande robuste (Fast Terminal Sliding Mode Control)..... | 43 |
| III.9 Les avantages de la commande par mode glissement.. .. | 44 |
| III.10 Conclusion | 44 |

Chapitre IV – Commande du système de forage rotary

| | |
|---|----|
| IV.1 Introduction | 46 |
| IV.2 Formulation du problème | 46 |
| IV.3 Application de la commande PID..... | 47 |
| IV.4 Application de la commande par mode glissant..... | 49 |
| IV.4.1 la commande par mode glissant basé sur PID..... | 49 |
| IV.4.1.1 Première cas Surface de glissement sans dérivation | 50 |

| | |
|---|----|
| a) Surface de glissement | 50 |
| b) Conception de la commande | 50 |
| c) Résultats de simulation | 51 |
| IV.4.1.2 Deuxième cas surface de glissement avec la dérivation | 52 |
| a) Surface de glissement | 52 |
| b) Conception de la commande | 52 |
| c) Résultats de simulation | 52 |
| IV.4.2 Commande par mode glissant avec la nouvelle expression de U_{eq} | 54 |
| a) La surface de glissement | 54 |
| b) Calcul de la commande | 54 |
| c) Résultats de simulation | 56 |
| 5IV.5 Etude comparative | 59 |
| IV.6 La solution du problème de broutement « Chattering » | 59 |
| IV.7 Test de robustesse | 59 |
| IV.8 Conclusion | 61 |
| Conclusion générale | 62 |
| Bibliographies | |

Liste des figures

| | |
|--|----|
| Figure I. 1: Différentes types d'installation de forage rotary..... | 3 |
| Figure I. 2: La plateforme de forage. | 4 |
| Figure I. 3: L'équipement de forage rotary [2]. | 7 |
| Figure I. 4: Assemblage de fond [17]. | 7 |
| Figure I. 5: Les principales classes d'outils de forage. | 8 |
| Figure I. 6: Modes de Vibration. [5] | 11 |
| Figure I. 7: Stick-slip mesuré dans un gisement de pétrole. | 12 |
| Figure II. 1: Modes des frottements statiques..... | 17 |
| Figure II. 2: Modèle de Coulomb et frottement statique [1]..... | 19 |
| Figure II. 3: Le couple non linéaire T_{Tob} en fonction de la vitesse de rotation du trépan Ω_1 . | 20 |
| Figure II. 4: Model physique de forage rotary (vibration de torsion) [18]. | 20 |
| Figure II. 5: Schéma électrique de l'induit d'un moteur DC | 21 |
| Figure II. 6: Réducteur..... | 23 |
| Figure II. 7: Model Matlab/Simulink de système non commandé | 27 |
| Figure II. 8: La vitesse angulaire de trépan du system non commandé..... | 28 |
| Figure II. 9: La vitesse angulaire de table de rotation du system non commandé..... | 28 |
| Figure II. 10: L'écart angulaire relatif entre la table de rotation et le trépan ($\varphi_2 - \varphi_1$)..... | 29 |
| Figure III. 1: Différents modes de convergence pour la trajectoire d'état. | 31 |
| Figure III. 2: Représentation de la commande discontinue. | 36 |
| Figure III. 3: Phénomène de chattering. | 39 |
| Figure III. 4: Représentation de la fonction Saturation. | 40 |
| Figure III. 5: Plan de phase et fonction de commutation de la commande par régime glissant à bande limite. | 41 |
| Figure III. 6: Loi de commande par bande continue au voisinage de la surface de glissement. | 42 |
| Figure III. 7: Loi de commutation au voisinage de la surface de glissement. | 43 |
| Figure IV.1: Structure parallèle d'un PID. | 47 |
| Figure IV.2: Schéma bloc de système avec une commande PID | 48 |
| Figure IV. 3: La vitesse angulaire du trépan en boucle fermée avec un correcteur PID. | 48 |
| Figure IV. 4: Signal de commande U (N.m) en fonction du temps (en sec) | 49 |
| Figure IV. 5: Schéma bloc commande par mode glissant basé PID du système de forage... .. | 50 |
| Figure IV. 6: Vitesse angulaire du trépan (sans dérivation). | 51 |

| | |
|---|----|
| Figure IV. 7: Signal de commande U (sans dérivation)..... | 52 |
| Figure IV. 8: Vitesse angulaire du trépan (avec dérivation)..... | 53 |
| Figure IV. 9: Signal de commande (avec dérivation)..... | 54 |
| Figure IV. 10 : Schéma bloc du système commandé par mode glissant..... | 56 |
| Figure IV. 11: Vitesse angulaire du trépan avec une commande par mode glissant proposé | 57 |
| Figure IV. 12 : Signal de commande U par mode glissant. | 57 |
| Figure IV. 13: Vitesse angulaire du trépan [rad/sec] pour chaque technique de commande par mode glissant en fonction du temps (seconds)..... | 58 |
| Figure IV. 14: Signal de la commande U après le changement de la fonction sign(s) par la fonction sat(s)..... | 59 |
| Figure IV. 15: Schéma bloc du système avec la commande MG soumis à des perturbations.... | 60 |
| Figure IV. 16: Comparaison entre les techniques de commandes après une application des perturbations..... | 60 |

Liste des Tableaux

| | |
|---|----|
| Tableau II. 1 : Liste des symboles du modèle physique..... | 20 |
| Tableau II. 2 : Liste des symboles. | 20 |
| Tableau II. 3 : Liste des symboles du système d’induit | 22 |
| Tableau II. 4 : Liste des symboles du réducteur. | 23 |
| Tableau II. 5 : Liste des symboles. | 23 |
| Tableau II. 6 : Valeurs numériques du système de forage..... | 25 |
| Tableau IV. 1 : Les valeurs numériques des gains de la commande PID..... | 48 |
| Tableau IV. 2 : Les valeurs numériques des gains (sans dérivation)..... | 51 |
| Tableau IV. 3 : Les valeurs numériques des gains. | 52 |
| Tableau IV. 4 : Les valeurs numériques des constants. | 56 |
| Tableau IV. 5 : Tableau de comparaison. | 59 |

Notations et abréviations

| | |
|-------------------------------|---|
| BHA | Assemblage de fond « Bottom Hole Assembly » |
| ROP | Vitesse de progression « Rate Of Penetration » |
| WOB | Le Poids sur l'outil « Weight On Bit » |
| BOP | Bloc Obturateur de Puits « Blow Out Preventer » |
| PID | Proportionnel Intégral Dérivé |
| CMG | Commande par Mode Glissant. |
| NL | Non Linéaire |
| I_m | Courant de l'induit |
| V_m | Tension de l'induit |
| R_m | Résistance du moteur |
| L_m | Inductance du moteur |
| V_{emf} | Force contre-électromotrice |
| K_e | Coefficient de la force contre-électromotrice |
| K_c | Coefficient de couple |
| Z_a | Impédance d'armature |
| n_m | Nombres de dents de l'engrenage 1 |
| n_r | Nombres de dents de l'engrenage 2 |
| ϕ_m | Position angulaire de l'arbre moteur |
| ϕ_{rt} | Position angulaire de la table de rotation |
| $\Omega_{rt}=\dot{\phi}_{rt}$ | Vitesse angulaire de la table de rotation |
| J_m | Inertie du moteur |
| T_m | Couple moteur |

| | |
|-------------|---|
| T_l | Couple appliqué sur J_m par le réducteur |
| $1/n$ | Coefficient de réduction |
| F_C | Force de frottement de Coulomb |
| μ | Coefficient de Coulomb |
| F_N | Effort normal |
| F_S | Force de frottement de Stiction |
| F | Force de frottement visqueux |
| F_v | Coefficient de frottement visqueux |
| v | Vitesse de glissement relative |
| F_e | Force extérieures |
| V_s | Vitesse caractéristique du frottement de Stribeck |
| $g(v)$ | Modèle des effets de Stribeck |
| φ_1 | Position angulaire du trépan |
| φ_2 | Position angulaire de la table de rotation |
| φ | Écart angulaire relatif entre la table de rotation et le trépan, $\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$ |
| Ω_1 | Vitesse angulaire du trépan, $\Omega_1 = \dot{\varphi}_1$ |
| J_1 | Inertie équivalente d'une partie de l'inertie des tiges de forage et les masses tiges |
| c_1 | Constante d'amortissement visqueux au niveau du BHA |
| T_{tob} | Couple non linéaire exercé sur le trépan « Torque On Bit » |
| J_2 | Inertie équivalente de la table de rotation et du moteur électrique J_m ainsi qu'une partie de l'inertie des tiges et celle de la transmission mécanique. |
| n | Rapport de transmission |
| c_2 | Constante d'amortissement visqueux de la table de rotation |

| | |
|-----------------------|---|
| T_2 | Couple exercé sur la table de rotation |
| Ω_{ref} | Vitesse angulaire de référence |
| Ω_2 | Vitesse angulaire de la table de rotation, $\Omega_2 = \dot{\varphi}_2$ |
| u | Variable de commande |
| K | Rigidité du train des tiges |

Introduction générale

Introduction générale

L'importance économique du pétrole apparaît dans la couverture des besoins énergétiques mondiaux. Pour Chaque croissance démographique, sociale ou technologique nécessite une augmentation de la demande énergétique. Cela justifie ce dernier de la concurrence qui fait rage actuellement pour améliorer les procédures d'exploration, d'extraction et de transport de cette ressource dans ce secteur.

Le forage c'est l'optimale et la seule méthode pour atteindre les gisements au moindre coût tout en garantissant la sécurité, cette dernière nécessite une plus grande efficacité et fiabilité au niveau des systèmes de forage.

Le système de forage est un ensemble structurel, visant à accéder aux roches sédimentaires pouvant contenir des hydrocarbures, la technique du système de forage rotary nécessite des équipements sur la surface « l'installation » reliée avec des autres équipements qui s'étend sous terre « la garniture ».

Les plus importants matériaux dans l'installation sont le moteur et la table de rotation cette dernière reçoit un mouvement de rotation du moteur, pour agir comme un moyen de transmettre la vitesse de rotation à travers le train de tiges jusqu'à l'outil « trépan » qui est en contact direct avec les roches et les couches de la terre et le pénètre.

Lors du processus de forage pétrolier, plusieurs vibrations se produisent au niveau du train de tiges, dont trois sont : vibration axiale, vibration latérale et vibration de torsion. Sous certaines conditions de fonctionnement, la vitesse de rotation de cet outil prend des allures dites « stick-slip », Cela provoque des vibrations de torsion. Ce phénomène se traduit par des changements radicaux au niveau de la vitesse de rotation de l'outil, elle s'arrête et repart soudainement en mouvement pour atteindre des vitesses supérieures au double de la vitesse moyenne imposée en surface, Celle-ci est susceptible d'endommager le système de forage, dès l'érosion précoce de l'instrument au niveau des taillants, avec possibilité de la fatigue en torsion des tiges de forage et à l'éventuelle rupture des connexions vissées. Les différences des couples de la surface peuvent endommager les équipements en surface, rendant ainsi l'opération relativement coûteuse.

Différentes études ont été réalisées dans la littérature pour réduire ce phénomène à l'aide de plusieurs formes de lois de commande linéaires et non linéaires au niveau du système

de la table de rotation, et aussi réalisée des autres solutions comme : l'utilisation de tiges hélicoïdales au lieu des tiges cylindriques pour diminuer la surface de contact avec les parois des puits et l'emploi de la boue à l'huile pour augmenter le fait lubrification.

Dans le travail de ce mémoire, le but est de commander le système de forage rotary, premièrement pour réduire, voire supprimer les vibrations de torsion du phénomène de « stick-slip », et deuxièmement pour réguler la vitesse de l'outil trépan. Pour ce faire, nous avons choisi d'utiliser différentes expressions de la commande du mode glissement (Sliding Mode), puis de comparer les lois de commande pour choisir la meilleure et la plus robuste, en terminant par un test de robustesse sur celles-ci après avoir introduire des perturbations au système pour vérifier leur efficacité.

Structure du mémoire

Ce mémoire est organisé, après **une introduction générale**, en quatre chapitres :

Chapitre 1. Dans ce chapitre, on présente la description générale du système de forage rotary, et ses équipements et principes fondamentaux sur lesquels repose, avec les différents types de vibrations existantes et précisément les vibrations de torsions "stick-slip" étant décrits.

Chapitre 2. Ce chapitre représente la modélisation du système de forage rotary à partir des notions générales des frottements et avec une présentation du modèle physique, pour avoir le modèle mathématique du système, utilisé par la suite dans la simulation de commander du système.

Chapitre 3. On s'intéresse dans ce chapitre à la commande par mode glissant, d'où on présente le concept et le principe de cette théorie, puis on explique son principal inconvénient qui est le phénomène de réticence avec proposition des solutions pour l'éliminer, les domaines d'application de cette commande et ses avantages.

Chapitre 4. Enfin, dans ce chapitre on applique différentes techniques de commande : PID classique, par mode glissant basé PID et par modes glissant conventionnel, par une simulation sous le logiciel Matlab/ Simulink. Les résultats obtenus sont analysés et comparés pour choisir la meilleure technique de commande pour le contrôle du système de forage.

Et finalement, **une conclusion générale** clôture le travail avec des perspectives.

Chapitre I

Description générale sur le système de forage pétrolier

I.1 Introduction

Ce premier chapitre a pour objectif de fournir une description générale sur le système de forage pétrolier, et avec plus précisément sur le forage rotary, ses principaux composants (l'installation, la garniture), et pour aussi la présentation d'équipement de forage (de train de tige et l'assemblage de fond BHA (Bottom Hole Assemblage) et les quelles type des trépan et le système d'induit) et les paramètres de forage (les facteurs mécaniques et hydraulique) et en fin les vibration de train de tige (axial, torsion, latéral) .

On s'intéresse en particulier aux oscillations de torsion provoquées par le phénomène « stick-slip », qui constitue la vibration la plus fréquent, ayant un effet néfaste sur le fonctionnement du système. Il est très utile de mentionner que la maîtrise de ce phénomène représente un objectif industriel des plus prioritaires.

I.2 Description générale de forage rotary

Le forage que ce soit en mer (Offshore) ou sur terre (Onshore) Figure I.1 C'est l'opération qui consiste à extraire de la matière pour réaliser un puits, Il est destiné généralement à exploiter plusieurs ressources naturelles du sous-sol constitué par différents fluides (eau, pétrole et gaz naturel) piégés dans les roches poreuses de la série lithologique d'un bassin sédimentaire.

Nous avons de nombreux principes de méthodes de forage sont : Marteau fond trou (MFT), Odex, Carottage, Tarière, Battage, Havage, Rotary. Dans l'industrie pétrolière le système de forage le plus répandu se nomme système de forage rotary.



Installation Offshore



Installation Onshore

Figure I. 1: Différentes types d'installation de forage rotary.

I.3 Système de forage rotary

Les puits de pétrole et de gaz sont forés principalement par le procédé de forage rotary. Le principe général du forage rotary consiste à mettre en rotation un outil en appliquant une force verticale orientée dans le sens d'avancement souhaité. Cet outil, appelé *trépan*, sert à tailler, strier et détruire la roche. La circulation continue de boue descendant par l'intérieur des tiges et remontant par l'espace annulaire compris entre les tiges et le trou évacue les débris de roche vers la surface. Cette boue joue un rôle important dans le travail d'attaque de la roche par le trépan [1].

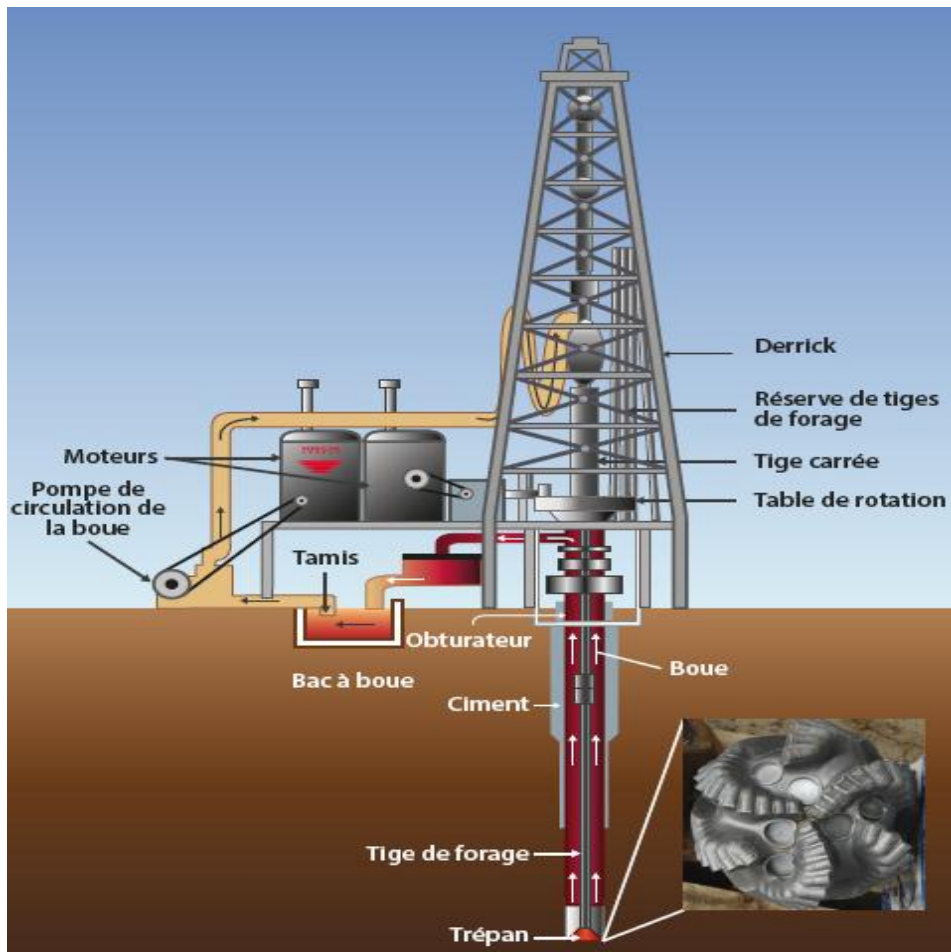


Figure I. 2: La plateforme de forage.

Un système de forage rotary est composé de deux parties : L'installation et la garniture de forage.

➤ **Installation**

L'installation de forage est la partie située à la surface du sol. Elle comprend une tour, appelée *derrick* ou mât, sur laquelle sont situés les équipements de levage et de plancher qui permettent la manutention, le vissage et dévissage des tiges et le changement de l'outil (*trépan*).

➤ **Garniture**

La garniture désigne la partie souterraine du système de forage. Elle est constituée, de deux parties principales :

- La partie haute formée du train des tiges (*drill strings*),
- La partie basse formée de l'assemblage de fond que l'on a coutume de désigner par BHA (« *Bottom Hole Assembly* »).

L'installation de forage, conçue pour permettre la manœuvre de la garniture de forage, inclus les systèmes suivants :

- Un système de suspension,
- Un système rotary,
- Un système de circulation de boue,
- Un système de production d'énergie,
- Un système de contrôle du puits.

I.3.1 Le système de suspension

Il est constitué du 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.

I.3.2 Le système rotary

Il est composé de toutes les parties qui permettent la transmission de la rotation à l'outil, c'est à dire, la table de rotation et sa motorisation, la tige d'entraînement ainsi que le train de tiges et la tête d'injection.

I.3.3 Le système de circulation de boue

Il assure la circulation de la boue de forage et il est associé à une station de pompage servant au traitement du fluide de forage : la boue est en effet un mélange d'eau, d'argile et d'additifs. Une injection continue de boue dans le puits s'effectue pendant toute la durée du forage. Les pompes à boue aspirent la boue des bassins par l'intermédiaire d'un tuyau flexible placé à l'intérieur du train de tiges et remontant par l'espace annulaire compris entre les tiges et le puits. La circulation de la boue contribue à la lubrification des pièces en mouvement, à leur refroidissement et à l'excavation par évacuation vers la surface des fragments de roches arrachés par le trépan ; mais aussi à l'équilibre hydrostatique du puits et éventuellement à la rotation du trépan au travers d'une turbine. Enfin, la boue est d'une grande utilité pendant l'opération de forage car son analyse fournit des éléments sur la nature géologique des milieux traversés.

I.3.4 Le système de production d'énergie

L'énergie est produite par des moteurs à courant continu. Elle est transmise sous forme électrique ou mécanique vers les différents systèmes de l'installation.

I.3.5 Le système de contrôle du puits

Il sert à détecter et gérer les apparitions soudaines des fluides sous pression ; ces irrptions, connues sous le nom de *kick*, peuvent être extrêmement violentes.

I.4 Equipement du forage rotary

L'équipement de forage rotary composé avec des éléments principaux sont :
Un entraînement depuis la surface, un train de tiges transmettant au trépan, situé au fond du puits, un effort longitudinal de compression en fonctionnement normal (WOB) et un couple. Une certaine énergie est produite en surface pour maintenir cette rotation et permettre le travail de désagrégation de la roche par les taillants du trépan.

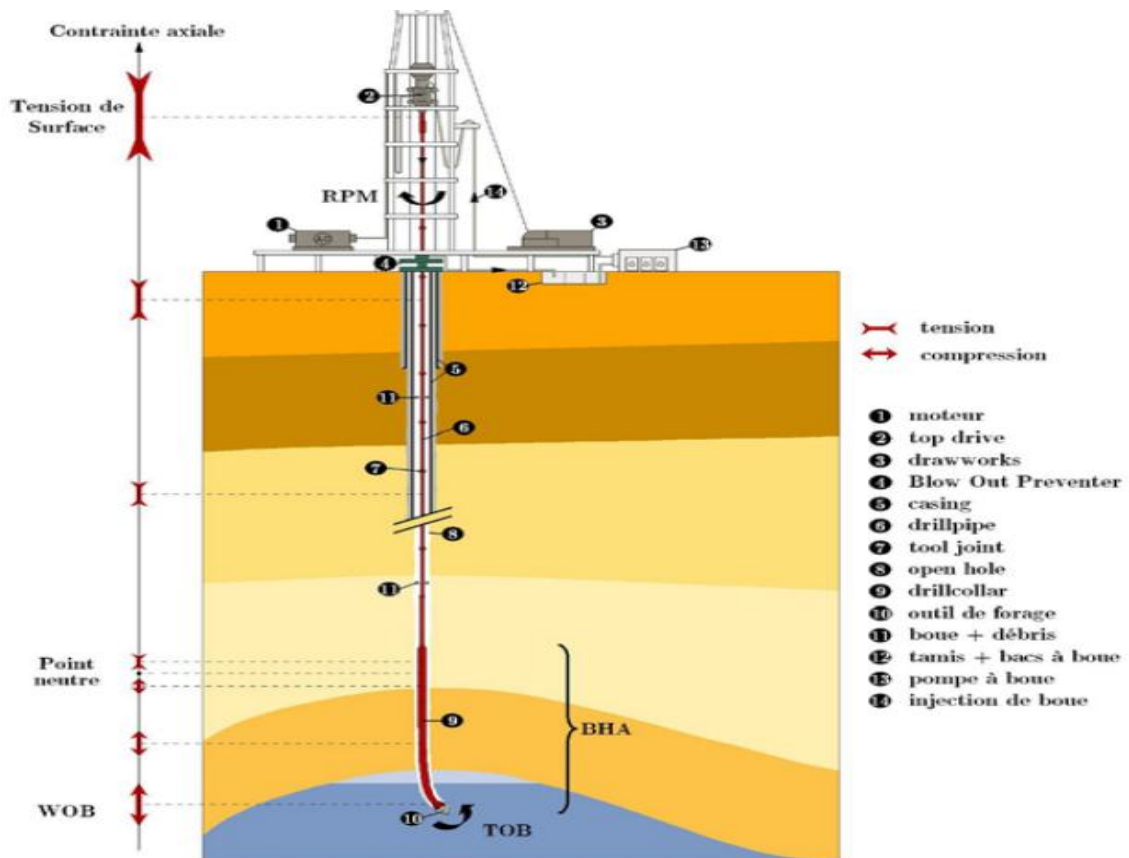


Figure I. 3 :L'équipement de forage rotary [2].

I.4.1 Le train de tige

Ils sont constitués de tuyaux en acier enchevêtrés les uns aux autres et pouvant s'étaler à des milliers de mètres. Ils transmettent le couple au trépan et servent de support aux masses tiges [3].

I.4.2 Assemblage de fond BHA

L'assemblage de fond, *Bottom Hole Assembly (BHA)*, correspond à la partie inférieure de la garniture de forage et renferme les trains de tiges, les stabilisateurs ainsi que le trépan. Sa longueur fluctue entre 100 et 300 mètres et dépend de la pression envisagée [3].

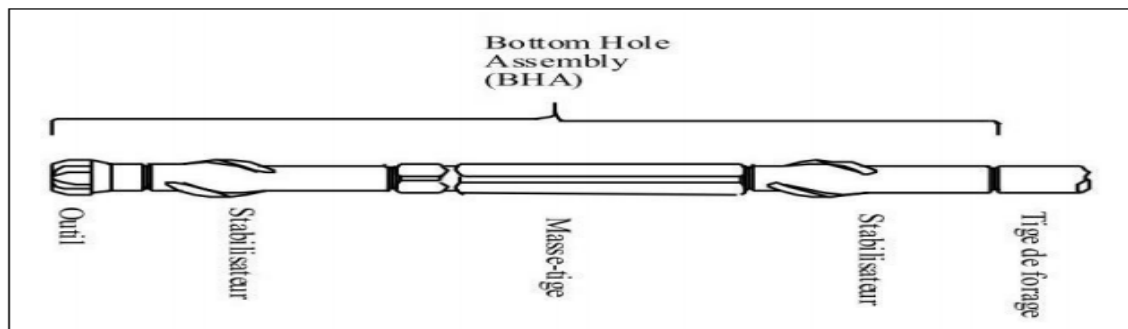


Figure I. 4 : Assemblage de fond [17].

I.4.3 Les trépan

Une variété de trépan présentant des géométries spécifiques existe. Ils sont conçus pour forer une certaine gamme de roches et sont choisis en fonction des puits à réaliser. Ils se catégorisent en deux : les trépan tricônes et les trépan monobloc de type PDC (diamants synthétiques poly-cristalline) [3]. Les trépan tricônes sont principalement composés d'acier ou de carbure de tungstène. Tandis que les monoblocs de type PDC sont composés de diamants, ou de diamants synthétiques. La grande différence entre ces deux familles de trépan réside dans leurs façons d'arracher la roche.

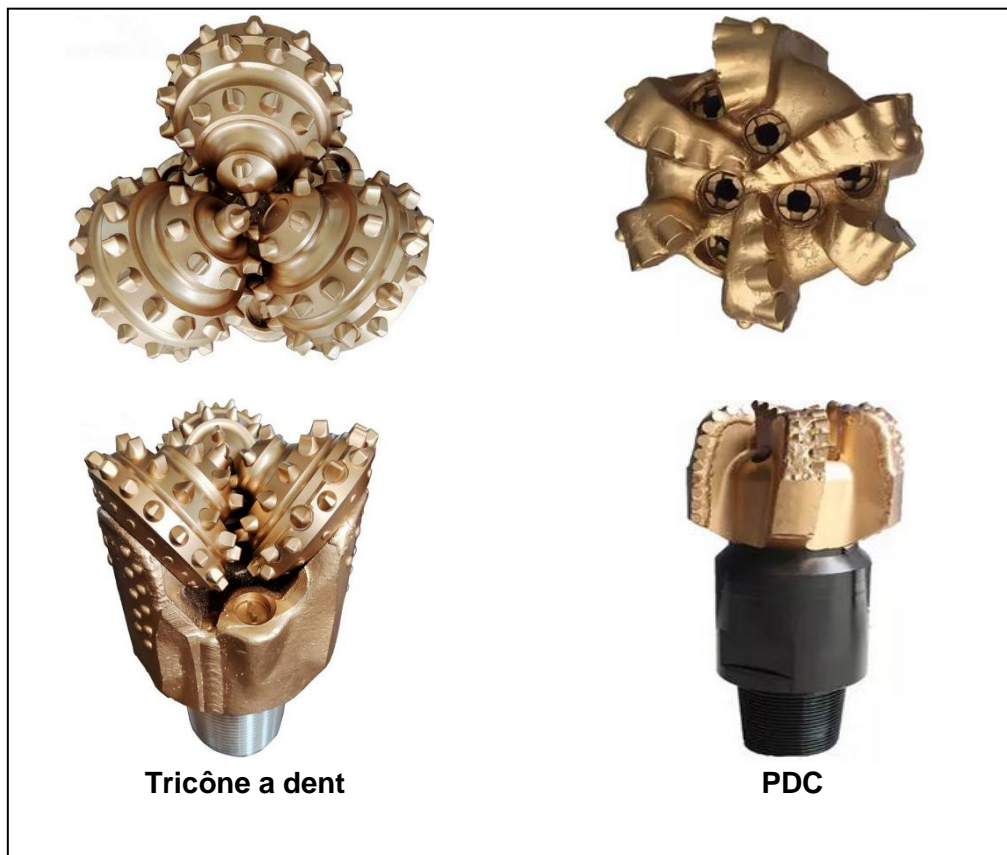


Figure I. 5: Les principales classes d'outils de forage.

I.4.4 Système induit

Les systèmes de forage rotary, sont souvent équipés d'un système induit, dont le comportement mécanique est régi par trois composantes : la table de rotation, un moteur électrique qui fournit le couple nécessaire au forage et une boîte de vitesse de rapport n [1].

I.4.4.1 Le moteur

Dans les plateformes pétrolières, on utilise des moteurs à courant alternatif (AC) ou à courant continu (DC). Les moteurs (AC) sont un peu plus difficiles à commander, car ils ont

des caractéristiques non linéaires. Par ailleurs, en raison de leur coût, ils sont peu employés dans l'industrie pétrolière. De nombreuses plateformes de forage sont équipées d'un moteur à courant continu à excitation séparée.

I.4.4.2 La table de rotation

La table de rotation fournit la puissance nécessaire, à travers le train de tiges, à l'outil de forage. Les sources de dissipation de cette énergie incluent le frottement rotary et l'amortissement des vibrations.

I.5 Paramètres de forage

Les paramètres de forage sont les différents facteurs mécaniques et hydrauliques (les grandeurs physiques) agissant sur la vitesse de progression (Rate Of Penetration).

Le ROP correspond à la profondeur forée par heure (mètres /heures).

I.5.1 Facteurs mécaniques

Les principaux paramètres mécaniques sont : la vitesse de rotation, le poids sur l'outil et le couple exercé sur l'outil.

I.5.1.1 Vitesse de rotation

Le choix de la vitesse de rotation dépend de celle du poids sur l'outil (WOB). En surface, elle peut être contrôlée mais elle peut être différente de la vitesse de rotation de l'outil (trépan) [1].

I.5.1.2 Poids sur l'outil WOB (Weight on Bit)

Ce paramètre désigne la force appliquée par la garniture de forage sur l'outil suivant son axe de rotation. Cette force dépend du poids de la garniture de forage, et de la tension du câble de soutien de la garniture [4]. Les grandeurs usuelles de WOB s'étendent entre 10 kN et 10^3 kN.

I.5.1.3 Le Couple exercé sur l'outil T_{toB} (Torque On Bit)

Ce paramètre correspond au couple transmis par la garniture au trépan suivant la révolution de son axe de rotation. Compte tenu des frottements des trains de tiges contre la paroi du puits de gaz ou du pétrole, ce couple est nettement inférieur à celui mesuré en surface. Le couple T_{toB} représente les effets combinés du couple réactif et des forces des frottements non linéaires sur la longueur du BHA (Bottom Hole Assembly) [4]. La valeur du couple en surface varie typiquement entre 200 et 3000 Kg*m.

I.5.2 Facteurs hydrauliques

L'opération de forage se réalise en présence d'un système de la lubrification se trouvant à la surface et géré par un système hydraulique.

I.5.2.1 Fluide de forage

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

I.5.2.2 Pression et débit hydraulique

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

I.5.2.3 Densité de la boue

L'obtention des informations relatives au puits et particulièrement le contrôle de la pression dans le puits s'effectue à travers la densité de la boue. La boue de forage ramène à la surface les déblais, mais aussi du gaz contenu dans les roches [4].

I.6 Vibrations du train de tige

Les vibrations d'un train de tiges peuvent être classées en trois catégories : axiales, latérales et de torsion.

I.6.1 Vibration axial

Une vibration axiale se produit quand la vibration du milieu porteur est parallèle à la direction du transfert d'énergie. Les vibrations axiales (par exemple : longitudinales) sont des alternances de compressions et sont dues au rebondissement du trépan sur la formation pendant la rotation. Le mode de vibration axiale du train de tiges peut, dans certaines conditions de forage, dégénérer en rebonds avec séparation périodique au niveau du contact.

I.6.2 Vibration de torsion

Ce type de vibrations est causé par le phénomène de « stick-slip » qui se produit quand une section de 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 dans ce mémoire à ce deuxième type de vibrations [1].

I.6.3 Vibration latéral

Cette vibration est aussi dite transversale, ou « Whirling », elle est causée par l'excentricité des tiges qui mènent aux forces centripètes pendant la rotation. Le mouvement de « Whirling » synchrone, se caractérise par une même vitesse de rotation du mouvement de précision et du mouvement de l'outil sur lui-même. Ce type de vibration est auto limité par le puits, mais il peut conduire à un choc endommageant par contact avec la paroi du puits [1].

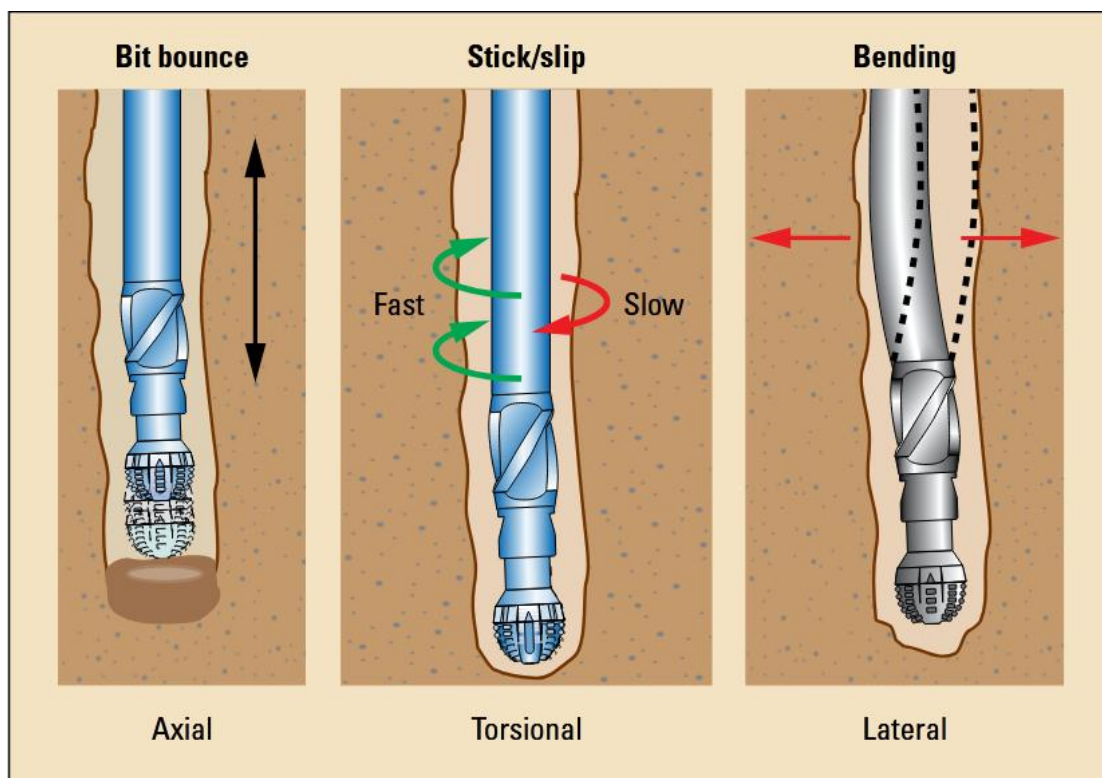


Figure I. 6: Modes de Vibration. [5]

I.7 Le phénomène « stick-slip » en forage rotary

Stick-slip est un phénomène qui apparaît lorsque deux surfaces glissent en contact l'une avec l'autre, et les surfaces alternent entre collage et glissement. Cela entraînera un changement de la force de frottement, puisque le frottement statique est généralement plus grand que le frottement cinétique. À titre d'exemple, il peut être considéré comme un objet situé sur une surface plane. Si la force appliquée à l'objet est suffisamment grande du fait du frottement statique, la réduction du frottement cinétique peut provoquer un saut brusque de la vitesse depuis l'arrêt. S'il existe une certaine élasticité entre la source de la force et le point où

le frottement agit, le système peut avoir une fréquence spécifique et alterner entre les phénomènes de collage et de glissement [4].

Le type le plus violent de vibrations est celui du Stick-Slip. Il est produit par le frottement non linéaire entre l'outil et la roche. On peut noter que le BHA est la partie la plus soumise aux vibrations [1]. C'est pour cela qu'on s'intéresse dans ce travail à la détection de ces vibrations de torsion.

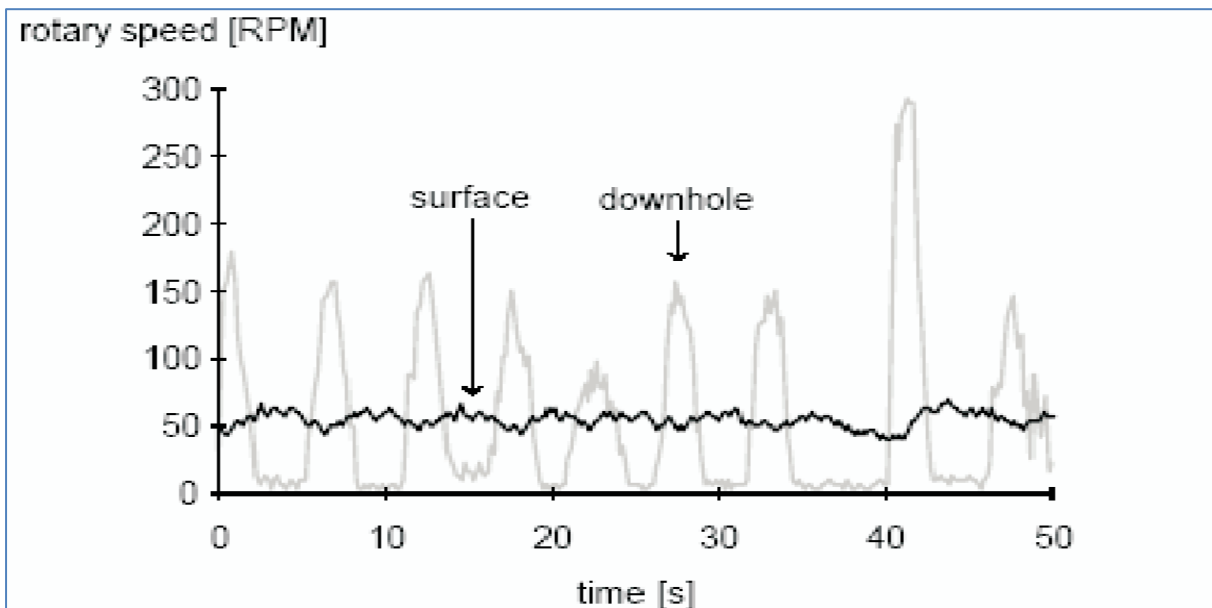


Figure I. 7 : Stick-slip mesuré dans un gisement de pétrole.

I.8 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le système de forage rotary son principe, les éléments qui le composent ainsi que les différents types de vibrations pouvant se produire lors de la phase de forage, Les vibrations de torsion sont les plus fréquentes du fait qu'elles sont provoquées par le frottement du trépan avec la roche. Le stick-slip est une vibration de torsion sévère qui provoque des arrêts cycliques de l'outil.

Dans les chapitres suivants nous présenterons la modélisation du système de forage et les différents types de frottement appliqués à l'outil puis l'étude et la commande de ce système, afin de réduire ces vibrations indésirables.

Chapitre II
Modalisation du système
de Forage rotary

II.1 Introduction

Ce chapitre présente la modélisation de forage rotary. Il est commencé après une étude du système de donner des descriptions sur quelque modèle de frottements statiques (Colomb, stribeck, ...etc.) et dynamique (Dahle, Lugre) avec l'analyse simple du phénomène colles-glisser (stick-slip). Et après il représente le modèle physique par les systèmes dynamiques : l'induit, train de tige et BHA avec le trépan.

Pour étudier et analyser le système de forage rotary ce dernier est modélisé par des équations mathématiques sous forme d'état pour les deux cas linéaire et non linéaire.

Enfin, on présente les résultats de simulation des approches étudiées d'où l'objectif ici est de souligner le comportement du système non commandé.

II.2 Modélisation des frottements

Le frottement est un phénomène naturel, il existe dans tous les systèmes mécaniques, décrit comme la résistance au mouvement lorsque deux surfaces glissent l'une contre l'autre. Le frottement est une propriété utile rendant possible des choses ordinaires comme la marche et le freinage de la voiture, mais elle peut provoquer des effets indésirables tels que des erreurs dans l'état stable, des cycles limites et mauvaise performance. Par exemple on a dans le système de forage rotary, le phénomène "stick-slip" se produit lors du frottement entre l'outil et les rochers. Il provoque un effet indésirable qui peut l'endommager ce système. Il est donc nécessaire d'étudier et de diagnostiquer les types de frottements. Et d'atteindre un modèle à travers lequel il est possible de comprendre la dynamique du système, et de le rendre plus efficace et adaptatif à ces facteurs.

II.2.1 Les modèles statiques

Les modèles de Coulomb, Stiction, et de Stribeck sont parmi les modèles statiques les plus répandus dans la littérature.

II.2.1.1 Frottements secs statiques

Les frottements secs, sont dans un sens, une particularité des frottements humides puisqu'ils peuvent être décrits par les deux régimes : frottement statique et lubrification limite. En effet, ces deux régimes ont lieu à des vitesses trop faibles pour entraîner le fluide ($v < v_s$).

II.2.1.2 Frottement de coulomb

Les modèles les plus simples décrivent le frottement comme une fonction de la différence des vitesses des surfaces de glissement. Frottement de Coulomb qui est décrit par :

$$F = F_C \operatorname{sgn}(v) = \mu F_N \operatorname{sgn}(v) , \quad (\text{II.1})$$

Où v est la vitesse relative des surfaces , F_c est la force de frottement, F_n la charge normale, et μ le coefficient de frottement.

Ce modèle est illustré sur la **figure II.1.a**.

Le modèle de frottement de Coulomb ne spécifie pas la force de frottement pour vitesse nulle. Il peut être nul ou prendre n'importe quelle valeur dans l'intervalle entre $-F_c$ et $+F_c$, selon la définition de la fonction sign "sgn".

II.2.1.3 Frottement de visqueux

La lubrification réduit les forces de frottement et l'usure, en empêchant le contact direct entre deux corps et en remplaçant ainsi les frottements secs par des frottements fluides. La force de frottement visqueux est normalement décrite comme :

$$F = F_v v \quad (\text{II.2})$$

Dans plusieurs applications, le frottement visqueux est combiné au frottement de Coulomb, sur la **figure II.1.b**. Comme la forme suivant :

$$F_{C,v} = F_C \operatorname{sgn}(v) + F_v v \quad (\text{II.3})$$

Une meilleure approximation des observations expérimentales est obtenue par une dépendance non linéaire à la vitesse :

$$F = F_v |v|^{\delta_v} \operatorname{sgn}(v). \quad (\text{II.4})$$

Où δ_v dépend de la géométrie de l'application.

II.2.1.4 Frottement de Stiction

C'est une force de collage contrebalance les forces externes en dessous d'un certain niveau et permet ainsi un mouvement relatif des surfaces fixes en contact, ce phénomène est souvent appelé stiction. Le modèle peut être considéré comme la composition de deux modèles, le premier pour $v=0$ et le deuxième un modèle de frottement de Coulomb pour $v \neq 0$ comme suite :

- Le modèle pour $\mathbf{v}=\mathbf{0}$ dit que le frottement s'oppose au mouvement tant que la force appliquée est inférieure à la force de frottement F_s .
- Le modèle avec Coulomb et frottement visqueux peut également être complété par un modèle de stiction comme illustré sur la **figure II.1.c**.

$$F = \begin{cases} F_e & \text{si } v = 0 \text{ and } |F_e| < F_s \\ F_s \text{sgn}(F_e) & \text{si } v = 0 \text{ and } |F_e| \geq F_s \end{cases} \quad (\text{II.5})$$

Avec :

F_e : la force appliquée au bloc.

F_s : la force de frottement de stiction.

II.2.1.5 Frottement de Stribeck

D'après les études de Stribeck [6,7], un modèle plus général a été apporté pour représenter le frottement. Celui-ci permet d'éliminer le saut de la caractéristique frottement - vitesse, tout en améliorant la représentation de la réalité physique :

$$\begin{cases} F(v) & \text{si } v \neq 0 \\ F_e & \text{si } v = 0 \text{ et } |F_e| < F_s \\ F_s \text{sgn}(F_e) & \text{si } v = 0 \text{ et } |F_e| \geq F_s \end{cases} \quad (\text{II.6})$$

Avec :

$F(v)$ = Fonction arbitraire modélisant l'effet Stribeck ;

F_s = Frottement statique maximal ;

v = Vitesse de glissement entre les deux surfaces ;

F_e = Composante tangentielle de la force externe appliquée

Où $F(v)$ est une fonction arbitraire qui peut prendre la forme de la courbe de la **figure.II.1. d**.

Une forme courante de la non-linéarité est :

$$F(v) = F_c + (F_s - F_c)e^{-|v/v_s|^{\delta_s}} \quad (\text{II.7})$$

Avec :

v_s : la vitesse de Stribeck

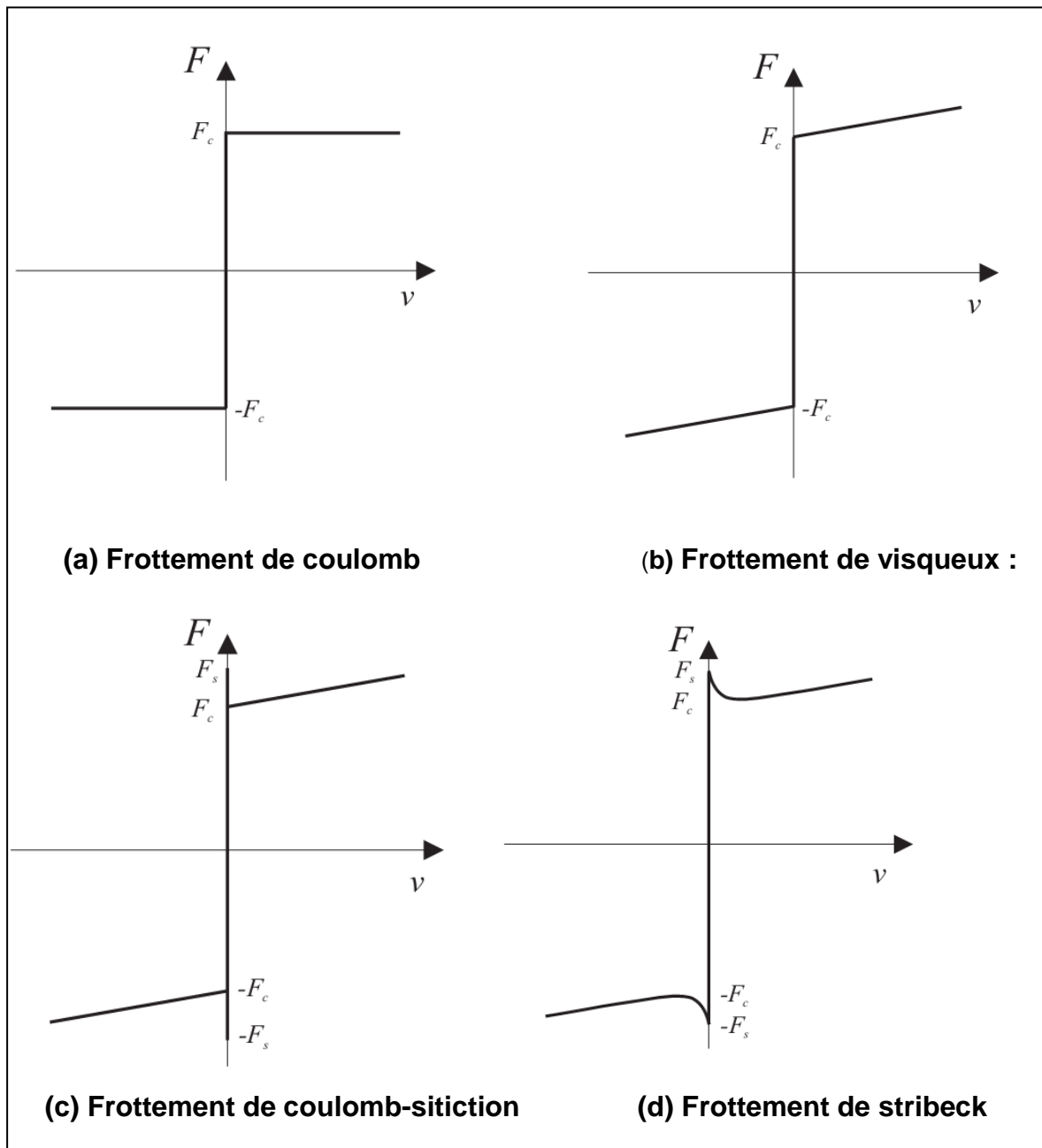


Figure II. 1 : Les modes des frottements statiques.

II.2.2 Les frottements dynamiques

Strictement parlant, les modèles de stiction ne sont pas non plus des modèles statiques dans le sens où la force de frottement est fonction de la vitesse. De ce fait, les modèles présentent des inconvénients à la fois fondamentaux et pratiques. Ils peuvent être évités en reconnaissant que le frottement est en effet un phénomène dynamique qui doit être modélisé comme des systèmes dynamiques [8]. Les modèles de Dahl et Lugre sont parmi les modèles dynamiques les plus répandus dans la littérature [6].

II.2.2.1 Frottement de Dahle

Le point de départ du modèle de Dahl est la courbe contrainte-déformation en mécanique solide classique. Lorsqu'elle est soumise à une contrainte, la force de frottement augmente progressivement jusqu'à ce que la rupture se produise. Dahl a modélisé la courbe contrainte-déformation par équation différentielle. Alors le modèle de Dahl a la forme :

$$\frac{dF}{dx} = \sigma \left(1 - \frac{F}{F_c} \operatorname{sgn} v\right)^\alpha \quad (\text{II.8})$$

Où x est le déplacement, F est la force de frottement. Le paramètre σ est homogène à un coefficient de raideur élastique qui relie la force à la contrainte. Il caractérise la rapidité avec laquelle F tend vers son asymptote. Enfin, α est un paramètre empirique et il exprime la vigueur avec laquelle F change. La relation précédente peut encore s'exprimer sous la forme d'une équation différentielle dans le domaine temporel :

$$\frac{dF}{dt} = \frac{dF}{dx} \frac{dx}{dt} = \frac{dF}{dx} v = \sigma \left(1 - \frac{F}{F_c} \operatorname{sgn} v\right)^\alpha v. \quad (\text{II.9})$$

Pour $\alpha=1$ le modèle de Dahl se réduit à

$$\frac{dF}{dt} = \sigma v - \frac{F}{F_c} |v|. \quad (\text{II.10})$$

II.2.2.2 Frottements de Lugre

Le modèle Lugre, est dérivé du modèle de frottement Dahl. Le modèle de frottement Lugre reproduit différents phénomènes tels que le pré glissement déplacement, le décalage de frottement et le mouvement de collé-glissé, Ce type de frottements dynamiques représente les micro-déplacements pendant la phase de collage. Il agit seulement sur quelques dixièmes de millimètre [7,1].

$$\begin{cases} \frac{dz}{dt} = v - \sigma_0 \frac{|v|}{g(v)} z \\ g(v) = F_c + (F_s - F_c) e^{-v^2/v_s^2} \\ F = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + f(v) \end{cases} \quad (\text{II.11})$$

Avec :

$g(v)$: un modèle des effets de Stribeck ;

v_s = Vitesse de Stribeck ;

σ_0 = Coefficient de raideur ; σ_1 = Coefficient d'amortissement ;

$f(v)$: la force de frottement visqueux ; z = Déformation élastique .

II.2.3 Modèle de frottements pour le forage rotary

La description de l'interaction Outil-Rochet est un aspect crucial de la modélisation des vibrations de forage car il est bien connu que le mécanisme d'oscillation provient de la force de frottement à l'extrémité inférieure.

Les modèles de frottement classiques conduisent à la caractérisation du couple de frottement sur le trépan (T_{tob}) survenant au cours du processus de forage. Plusieurs approches de modélisation peuvent être trouvées dans la littérature spécialisée par exemple [1,7,9]. Cette section présente les principales lois d'interaction Outil-Rochet approximant les phénomènes physiques au niveau du trépan.

$$T_{tob}(\Omega_1(t)) = \begin{cases} (T_s - T_d) \text{sgn}(\Omega_1(t)) & \text{si } \Omega_1(t) \neq 0 \\ T_s & \text{si } \Omega_1(t) = 0 \end{cases} \quad (\text{II.12})$$

Avec T_s et T_d les couples de frottement statique et de Coulomb.

Le couple maximal T_s du trépan à vitesse nulle est plus supérieur au frottement de Coulomb T_d (dynamique) subi lorsque le trépan tourné. Par contre $\Omega = 0$: le couple de frottement s'ajustera au couple dans le train de tiges en maintenant un équilibre statique du trépan (voir Figure II.2).

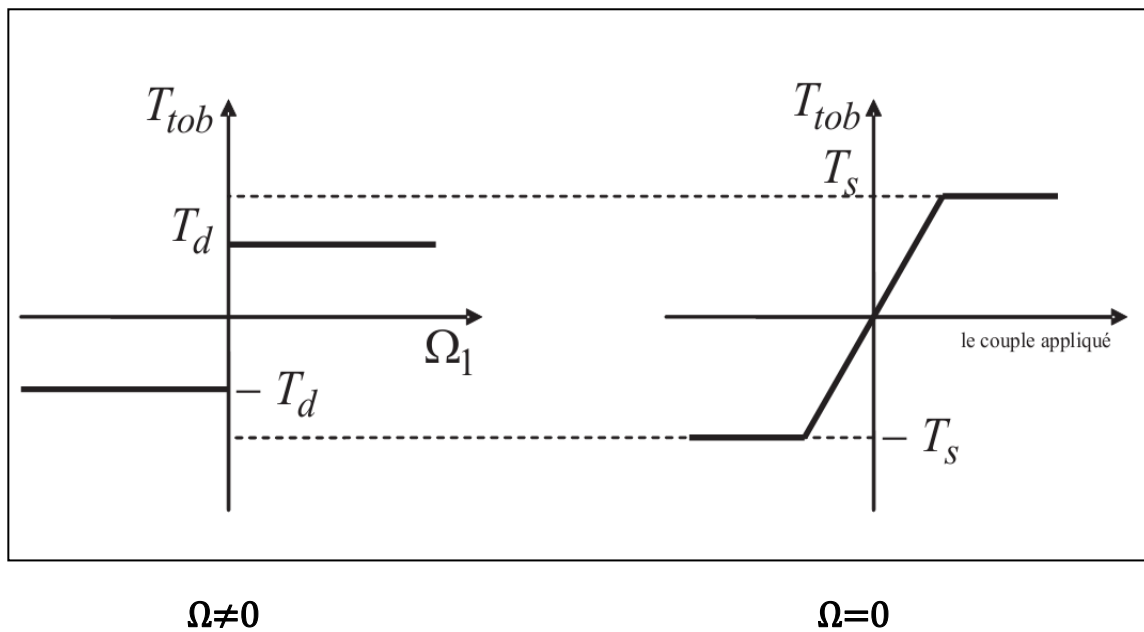


Figure II. 2: Modèle de Coulomb et frottement statique [1]

Certains auteurs ont étudié le phénomène de stick-slip et en ont présenté un modèle approximé relativement simple :

$$T_{tob}(\Omega_1(t)) = T_{tobdyn} \frac{2}{\pi} (\alpha_1 \Omega_1 e^{-\alpha_2 |\Omega_1|} + \arctan(\alpha_3 \Omega_1)) \quad (\text{II.13})$$

Avec : $T_{tobdyn} = 0,5 \text{ kNm}$, $\alpha_1 = 9,5$, $\alpha_2 = 2,2$ et $\alpha_3 = 35$.

Le couple non linéaire T_{tob} en fonction de la vitesse de rotation

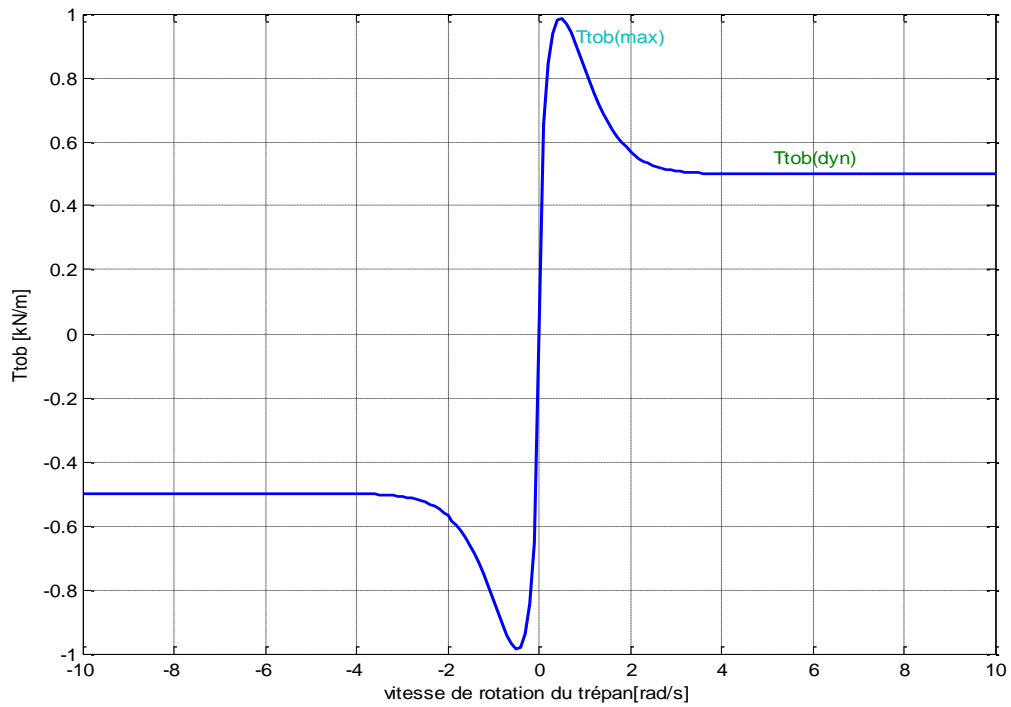


Figure II. 3: Le couple non linéaire T_{Tob} en fonction de la vitesse de rotation du trépan Ω_1 .

II.3 Modélisation mécanique de système

Dans ce modèle, la table de rotation et ses composants d'un côté et la BHA de l'autre côté sont modélisés par deux disques, d'inertie respectivement J_2 et J_1 L'ensemble des tiges est modélisé par une raideur K .

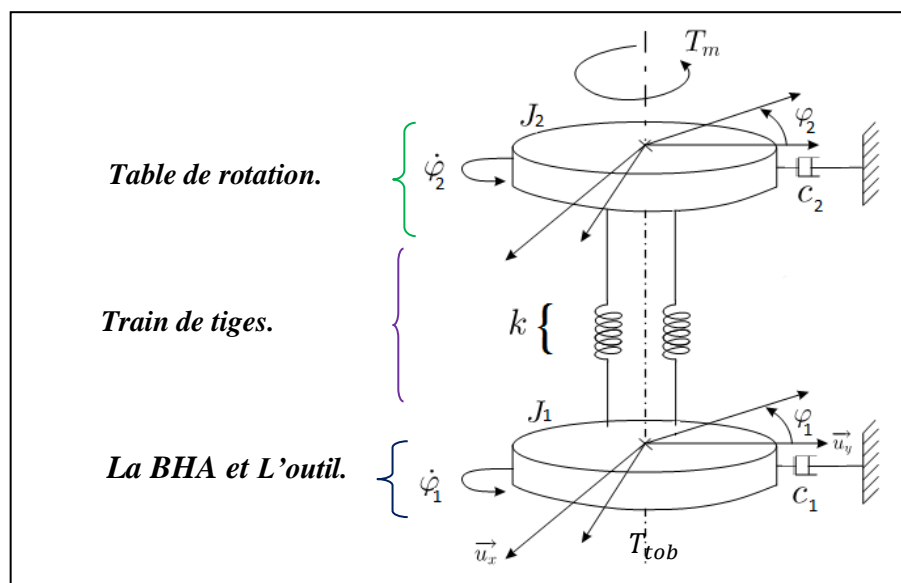


Figure II. 4 : Model physique de forage rotary (vibration de torsion) [18].

Tableau II. 1 : Liste des symboles du modèle physique.

| Paramètre | Description |
|------------------------------|--|
| T_{tob} | Couple non linéaire exercé sur le trépan. |
| T_m | Couple exercé sur la table de rotation (Couple moteur). |
| J_2 | Inertie équivalente de la table de rotation et du moteur électrique. |
| J_1 | Inertie équivalente d'une partie de l'inertie des tiges de forage et les masses tiges. |
| $\dot{\varphi}_2 = \Omega_2$ | Vitesse angulaire de la table de rotation. |
| φ_2 | Position angulaire de la table de rotation. |
| $\dot{\varphi}_1 = \Omega_1$ | Vitesse angulaire du trépan. |
| φ_1 | Position angulaire du trépan. |
| c_2 | Coefficient de frottement visqueux équivalent au niveau de la surface |
| c_1 | Coefficient de frottement visqueux équivalent au niveau de BHA. |
| k | Raideur de l'ensemble des tiges. |

II.3.1 Modèle de train de tiges et le BHA

L'équation d'évolution de ce sous-système tiges et BHA est alors :

$$J_1 \dot{\Omega}_1 + C_1 \Omega_1 + k(\varphi_2 - \varphi_1) = T_{tob}(\Omega_1) \quad (\text{II.14})$$

La liste des symboles est indiquée ci-dessous :

Tableau II. 2 : Liste des symboles.

| paramètre | description |
|------------------------------|---|
| φ_1 | Position angulaire de trépan |
| $\varphi_2 = \phi_{rt}$ | Position angulaire de table de rotation |
| $\Omega_1 = \dot{\varphi}_1$ | Vitesse angulaire de trépan |
| J_1 | Inertie équivalente d'une partie de l'inertie des tiges de forage et les masses tiges |
| C_1 | Constante d'amortissement visqueux au niveau du BHA |
| T_{tob} | Couple non linéaire exercé sur le trépan |

II.3.2 Système d'induit

II.3.2.1 Le moteur

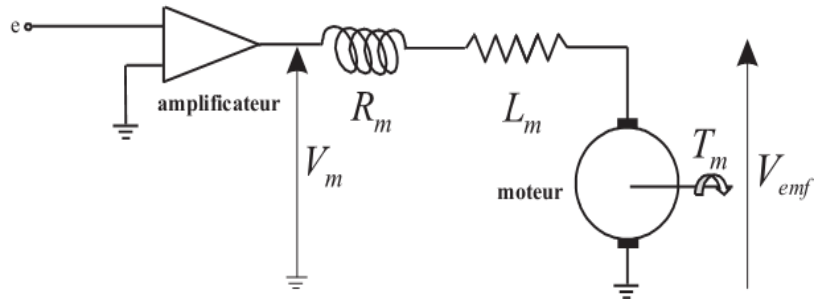


Figure II. 5: Schéma électrique de l'induit d'un moteur DC

L'équation électrique est :

$$L_m \frac{dI_m}{dt} + R_m I_m + V_{emf} = V_m \quad (\text{II.15})$$

Donc :

$$\begin{cases} V_{emf} = K_e \Omega_2 \\ T_m = K_c I_m \end{cases} \quad (\text{II.16})$$

L'impédance d'armature Z_a est donnée par :

$$sL_m + R_m = Z_a \quad (\text{II.17})$$

s : La variable de Laplace.

L'équation mécanique est :

$$J_m \dot{\Omega}_m = T_m - F_v \dot{\Omega}_m \quad (\text{II.18})$$

Alors :

$$T_m = J_m \dot{\Omega}_m + F_v \dot{\Omega}_m \quad (\text{II.19})$$

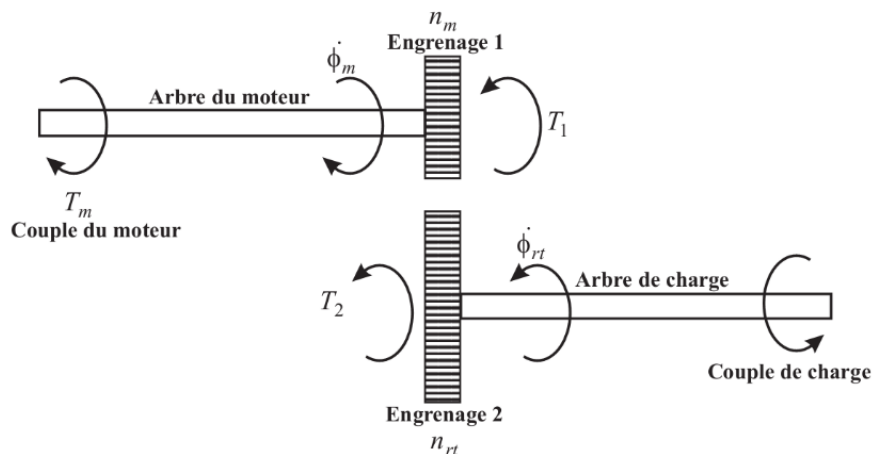
Pour faciliter la lecture, la liste des symboles est indiquée ci-dessous :

Tableau II. 3 : Liste des symboles du système d'induit

| Paramètre | Description | unité |
|------------|---|--------------|
| I_m | Courant de l'induit | [A] |
| V_m | Tension de l'induit | [V] |
| R_m | Résistance du moteur | [Ω] |
| L_m | Inductance du moteur | [H] |
| V_{emf} | Force contre électromotrice | [V] |
| K_e | Coefficient de la force contre électromotrice | [V/rad/s] |
| K_c | Coefficient de couple | [Nm/A] |
| J_m | Inertie du moteur | [Kg m^2] |
| T_m | Couple moteur | [Nm] |
| Ω_m | Vitesse angulaire de l'arbre de moteur | [Rad/s] |
| F_v | Coefficient de frottement visqueux | [N/(m/s)] |

II.3.2.2 Réducteur

Le moteur dc est généralement piloté par un convertisseur de puissance comme par exemple un pont de Graëtz ou encore un redresseur **SCR** (Silicon Controlled Rectifier). Le réducteur utilisé (**figure 1.6**) a pour rapport de transmission n :

**Figure II. 6:** Réducteur.

Donc rapport de transmission est :

$$n = \frac{n_{rt}}{n_m} = \frac{\dot{\phi}_m}{\dot{\phi}_{rt}} \quad (\text{II.20})$$

Si on néglige les pertes dues aux frottements, on a

$$T_1 \dot{\phi}_m = T_2 \dot{\phi}_{rt} \quad (\text{II.21})$$

D'où

$$n = \frac{\dot{\phi}_m}{\dot{\phi}_{rt}} = \frac{T_2}{T_1} \quad (\text{II.22})$$

Tableau II. 4 : Liste des symboles de réducteur.

| Paramètre | Description | unité |
|---------------------------------|--|---------|
| n_m | Nombres de dents de l'engrenage 1 | |
| n_{rt} | Nombres de dents de l'engrenage 1 | |
| ϕ_m | Position angulaire de l'arbre moteur | [rad] |
| ϕ_{rt} | Position angulaire de la table de rotation | [rad] |
| $\Omega_{rt} = \dot{\phi}_{rt}$ | Vitesse angulaire de la table de rotation | [Rad/s] |
| T_1 | Couple applique sur J_m par le réducteur | [Nm] |
| $T_2 = nT_m$ | Couple transmis par le réducteur | [Nm] |
| $1/n$ | Coefficient de réduction | |

Tableau II. 5 : Liste des symboles.

| Paramètre | description |
|---------------------------|---|
| J_2 | Inertie équivalente de la table de rotation et du moteur électrique J_m ainsi qu'une partie de l'inertie des tiges et celle de la transmission mécanique. |
| n | Rapport de transmission |
| C_2 | Constant d'amortissement visqueux de la table de rotation |
| T_2 | Couple exerce sur la table de rotation |
| Ω_{ref} | Vitesse angulaire de la table de rotation |
| $\Omega_2 = \dot{\phi}_2$ | Vitesse angulaire de la table de rotation |
| u | La commande |

L'équation d'évolution de ce sous-système est :

$$J_2 \dot{\Omega}_2 + C_2 \Omega_2 + k(\varphi_2 - \varphi_1) = T_2 \quad (\text{II.23})$$

La commande u est le couple T_2 exercé sur la table de rotation ($u = T_2$).

II.4 Mise sous forme d'état

La mise sous forme d'état des équations précédentes est présentée ci-dessous. Le système est non linéaire à cause de la présence de la fonction discontinue $T_{tob}(\Omega_1)$. La fusion des sous-systèmes (II.14) et (II.23) en un seul système sous forme d'état donne :

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_1 = \Omega_1 \\ \dot{\Omega}_1 = -\frac{k}{J_1}\varphi_1 - \frac{C_1}{J_1}\Omega_1 + \frac{k}{J_1}\varphi_2 + \frac{T_{tob}}{J_1} \\ \dot{\varphi}_2 = \Omega_2 \\ \dot{\Omega}_2 = \frac{k}{J_2}\varphi_1 - \frac{C_2}{J_2}\Omega_2 - \frac{k}{J_2}\varphi_2 + \frac{T_2}{J_2} \end{cases} \quad (\text{II.24})$$

Les vibrations du train de tiges sont décrites en termes de déplacement relatif entre le trépan et la table de rotation. Il est donc possible de réduire ce système d'équations en définissant l'écart angulaire relatif entre la table de rotation et le trépan :

$$\varphi = \varphi_2 - \varphi_1 \quad (\text{II.25})$$

II.4.1 Cas linéaire

L'équation d'état d'un système linéaire est :

$$\Sigma_L = \begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) \end{cases} \quad (\text{II.26})$$

Donc :

$$\begin{bmatrix} \dot{\Omega}_1 \\ \dot{\varphi} \\ \dot{\Omega}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -C_1/J_1 & k/J_1 & 0 \\ -1 & 0 & 1 \\ 0 & -k/J_2 & -C_2/J_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Omega_1 \\ \varphi \\ \Omega_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} T_{tob}/J_1 \\ 0 \\ T_2/J_2 \end{bmatrix} \quad (\text{II.27})$$

Si on suppose que le couple non linéaire T_{tob} est constant ou nul, en l'absence de frottements, alors le système (II.27) est linéaire.

II.4.2 Cas non linéaire

Le système considéré est à trois variables d'état. Le système est mis sous la forme suivante :

$$\Sigma_{NL} = \begin{cases} \dot{X}(t) = f(X(t)) + g(X(t))u(t) \\ Y(t) = h(X(t)) \end{cases} \quad (\text{II.28})$$

Où: $x(t) \in \mathbb{R}^3$ est le vecteur d'état, $y(t) \in \mathbb{R}^2$ est le vecteur de sortie, tel que :

$$X(t) = [\Omega_1 \ \varphi \ \Omega_2]^T, \quad Y(t) = \Omega_1 \quad (\text{II.29})$$

$$f(x) = \begin{bmatrix} \frac{k}{J_1} \varphi - \frac{C_1}{J_1} \Omega_1 + \frac{1}{J_1} T_{tob} \\ \Omega_2 - \Omega_1 \\ -\frac{k}{J_2} \varphi - \frac{C_2}{J_2} \Omega_2 + \frac{1}{J_2} T_2 \end{bmatrix}, \quad g(x) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{J_2} \end{bmatrix} \quad (\text{II.30})$$

II.5 Simulation de système non commandé

La commande u est le couple T_2 exercé sur la table de rotation. Ce couple est fourni par le moteur DC à travers la chaîne de transmission mécanique, auquel on retranche le terme $C_2\Omega_{ref}$ qui permet de mieux atténuer les oscillations dans le système, donc pour un système proche de la réalité on pose la relation suivante :

$$u = T_2 - C_2\Omega_{ref} \quad (\text{II.31})$$

Reprenons le modèle non linéaire décrit dans la section (II.4) :

Donc :

$$\begin{cases} \dot{\Omega}_1 = -\frac{k}{J_1} \varphi_1 - \frac{C_1}{J_1} \Omega_1 + \frac{k}{J_1} \varphi_2 + \frac{T_{tob}}{J_1} \\ \dot{\varphi} = \Omega_2 - \Omega_1 \\ \dot{\Omega}_2 = \frac{k}{J_2} \varphi_1 - \frac{C_2}{J_2} \Omega_2 - \frac{k}{J_2} \varphi_2 + \frac{T_2}{J_2} \end{cases} \quad (\text{II.32})$$

Tableau II. 6 : Valeurs numériques du système de forage.

| paramètre | description | Valeur | Unité |
|-----------|---|--------|-----------|
| J_1 | Inertie de l'assemblage de fond + 1/3 de l'inertie de train des tiges | 374 | Kgm^2 |
| J_2 | Inertie de table de rotation + inertie de l'induit | 2122 | Kgm^2 |
| C_1 | Amortissement de l'assemblage de fond | 0-50 | Nms/rad |
| C_2 | Amortissement de la table de rotation | 425 | Nms/rad |
| k | Rigidité du train de tiges | 473 | Nm/rad |
| L | Inductance du moteur | 0.005 | H |
| R | Résistance du moteur | 0.01 | Ω |

Pour réaliser les simulations nous avons utilisé les caractéristiques du système de forage rotary reportées dans le tableau II.6 et qui sont empruntées à la référence [1]. La simulation du système est réalisée sous MATLAB comme le présente la Figure II. 7, et la vitesse de référence Ω_{ref} est de l'ordre de 10 rad/sec.

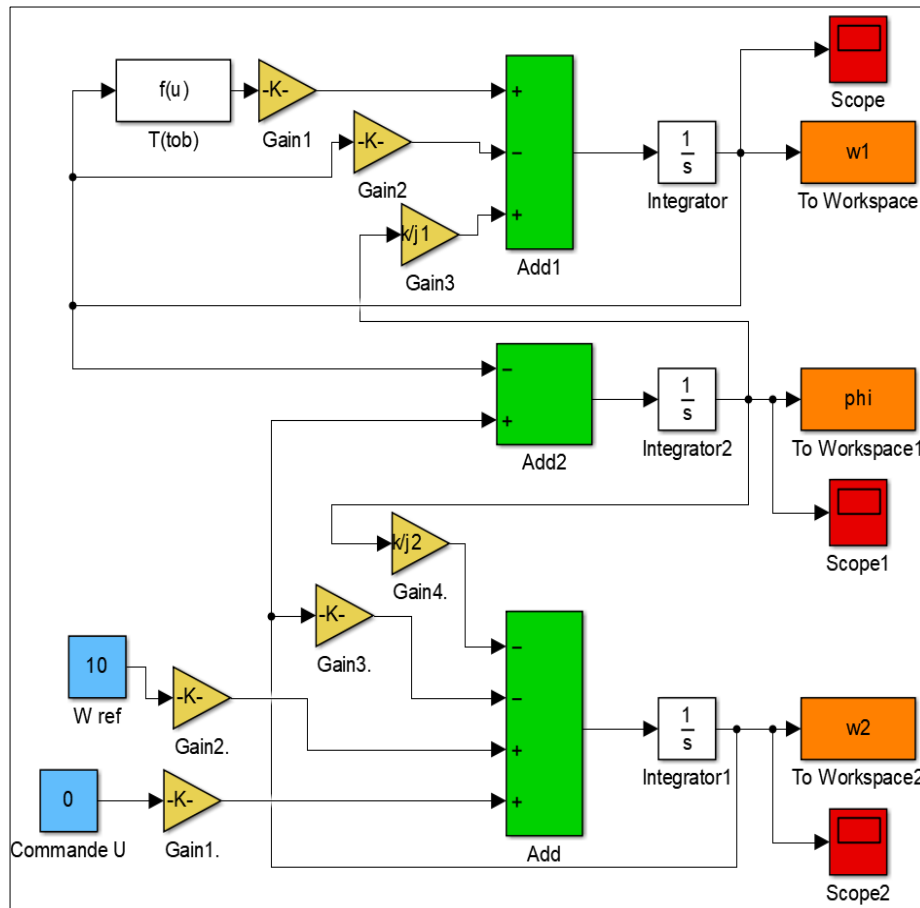


Figure II. 8: Model Matlab/Simulink du système non commandé

D'après la Figure II.8 qui montre la vitesse angulaire du trépan du système non commandé, on peut observer les oscillations indésirables dues au phénomène de « stick-slip », qui durent plus que 40 secondes avec une erreur statique de 2 [rad/sec]. Celles-ci peuvent endommager les trains de tiges et l'assemblage de fond si l'on n'adjoint pas un module de commande efficace qui réponde aux objectives désirés.

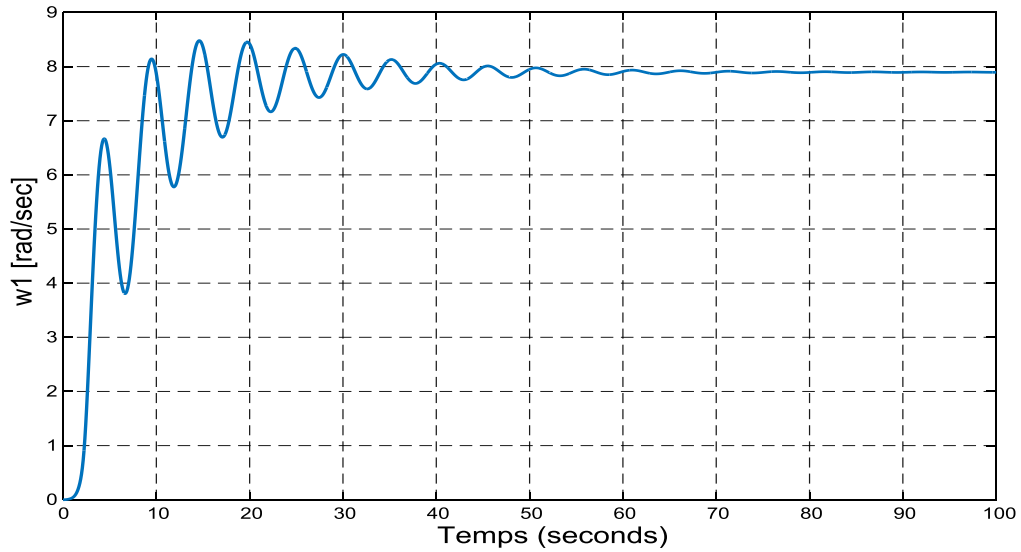


Figure II. 9 : la vitesse angulaire du trépan du système non commandé.

D'après La Figure II.9, la réponse temporelle de la vitesse angulaire de la table de rotation en boucle ouverte est stable après 40 seconds. On observe une erreur de 2 rad/sec et des oscillations en raison du phénomène de « stick-slip » dans l'outil trépan.

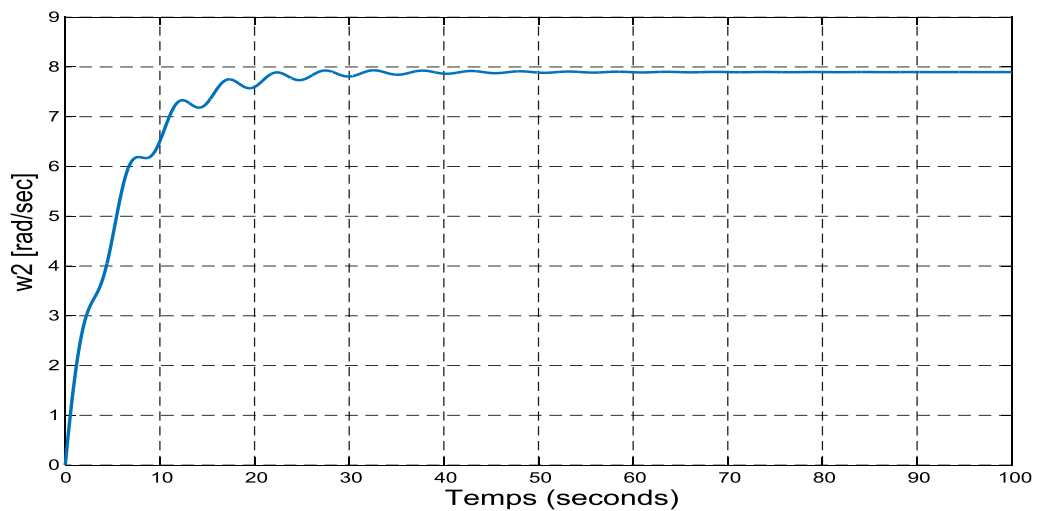


Figure II. 10 : la vitesse angulaire de la table de rotation du système non commandé.

D'après La Figure II.10, la réponse temporelle de l'écart angulaire relatif entre la table de rotation et le trépan est presque stable après un temps de 60 seconds.

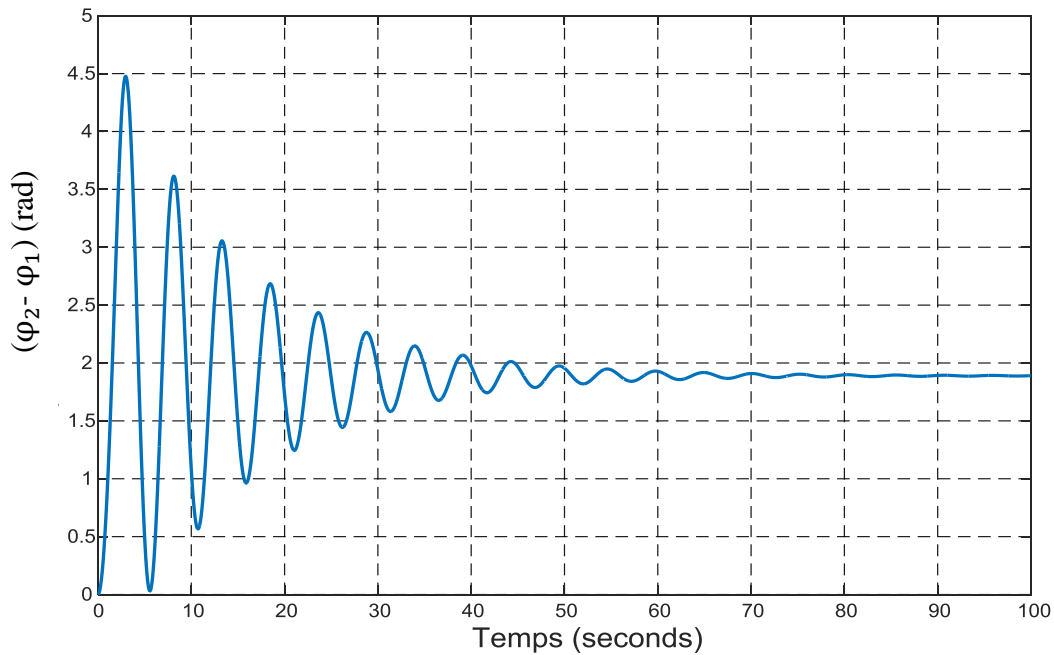


Figure II. 11 : l'écart angulaire relatif entre la table de rotation et le trépan $(\varphi_2 - \varphi_1)$.

Alors on a besoin d'améliorer cette réponse en éliminant les oscillations indésirables, annulant l'erreur statique et avoir une réponse rapide en respectant la stabilité du système.

II.4 conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté le modèle du système de forage rotary. Cette modélisation tient en compte la structure de la dynamique de forage le contact (outil-roche), système d'induit, train de tige et le (BHA). Le modèle de contact (outil-roche) est un modèle discontinu non linéaire qui inclut les frottements sur le trépan, ce modèle de contact fait apparaître bien le phénomène de « stick-slip » de forage.

Fin du chapitre, nous avons procédé à la modélisation mathématique du système de forage rotary sous forme d'une représentation d'état et avoir un modèle qui est non linéaire et couplé. Ce système ne peut pas être contrôlé par une commande linéaire, nous présenterons donc dans le chapitre suivant une des commandes non linéaires, qui est la commande par mode glissant.

Chapitre III

Commande par mode glissant

III.1 Introduction

Les lois de commande classiques du type PID sont très efficaces dans le cas des systèmes linéaires à paramètres constants. Pour des systèmes non linéaires ou ayant des paramètres non constants, ces lois de commande peuvent être insuffisantes car elles ne sont pas robustes surtout lorsque les exigences sur la précision et autres caractéristiques dynamiques du système sont strictes. On doit faire appel à des lois de commande insensibles aux variations des paramètres, aux perturbations et aux non linéarités. Les lois de commande dite à structure variable constituent une solution à ces problèmes [10].

La commande par mode de glissement est une commande à structure variable (VSS variable structure system), initiée par le mathématicien soviétique Philippov. On peut être utilisé cette technique de commande dans plusieurs domaines de l'automatique et l'électronique de puissance en raison de sa simplicité d'élaboration et de son application. L'utilisation de la commande a été longtemps limitée par des oscillations liées aux commutations de la commande : des oscillations hautes fréquences apparaissant dans un voisinage de la surface, connues sous le nom de réticence ou broutement.

L'objectif de la commande par mode glissant est à l'aide d'une commande discontinue, de contraindre le système à évoluer au bout d'un temps fini et de maintenir sur une surface dite surface de glissement, où le comportement résultant correspond aux dynamiques souhaitées, un des avantages de la commande par modes de glissements est notamment la robustesse par rapport aux perturbations intervenant de façon colinéaire avec l'entrée (conditions de recouvrement) [11].

Dans ce chapitre, nous donnons une définition du concept de système à structure variable, et nous présenterons le concept général de la commande par mode de glissement, pour faire l'application et la commande au système de forage rotary dans le chapitre suivant.

III.2 Système à structure variable

Un système à structure variable « VSS » est un système dont la structure change pendant son fonctionnement. Il est caractérisé par le choix d'une fonction et d'une logique de commutation. Ce choix permet au système de commuter d'une structure à une autre à tout instant. De plus, un tel system peut avoir de nouvelles propriétés qui n'existent pas dans chaque structure.

Dans la commande des systèmes à structure variable par mode de glissement, la trajectoire

d'état est amenée vers une surface. Puis à l'aide de la loi de commutation, elle est obligée de rester au voisinage de cette surface. Cette dernière est appelée surface de glissement [12].

III.3 Principe de la commande par mode glissant

Le principe de la commande par modes glissants est de contraindre le système à atteindre une surface donnée appelée surface de glissement en fonction des objectifs de commande, fixant la dynamique en boucle fermée : c'est le mode de convergence, puis par la synthèse d'une commande discontinue qui permet aux trajectoires du système à atteindre et, ensuite, à rester sur cette surface : c'est la surface de glissement, et le mouvement qui se produit le long de celle-ci est appelé mouvement de glissement [11].

La trajectoire dans le plan de phase est constituée de trois parties distinctes :

- 1- Le mode de convergence « MC » : C'est le mode durant lequel la variable à régler se déplace à partir de n'importe quel point initial dans le plan de phase (x_1, x_2) , est tend vers la surface de commutation $S(x_1, x_2) = 0$. Ce mode est caractérisé par une loi de commande discontinue et le critère de convergence.
- 2- Le mode de glissement « MG » : C'est le mode durant lequel la variable d'état atteint la surface de glissement et tend vers l'origine du plan de phase. La dynamique de ce mode est caractérisée par le choix de la surface de glissement $S(x_1, x_2) = 0$.
- 3- Le mode du régime permanent « MRP » : Ce mode est ajouté pour l'étude de la réponse du système autour de son point d'équilibre, il est caractérisé par la qualité et les performances de la commande.

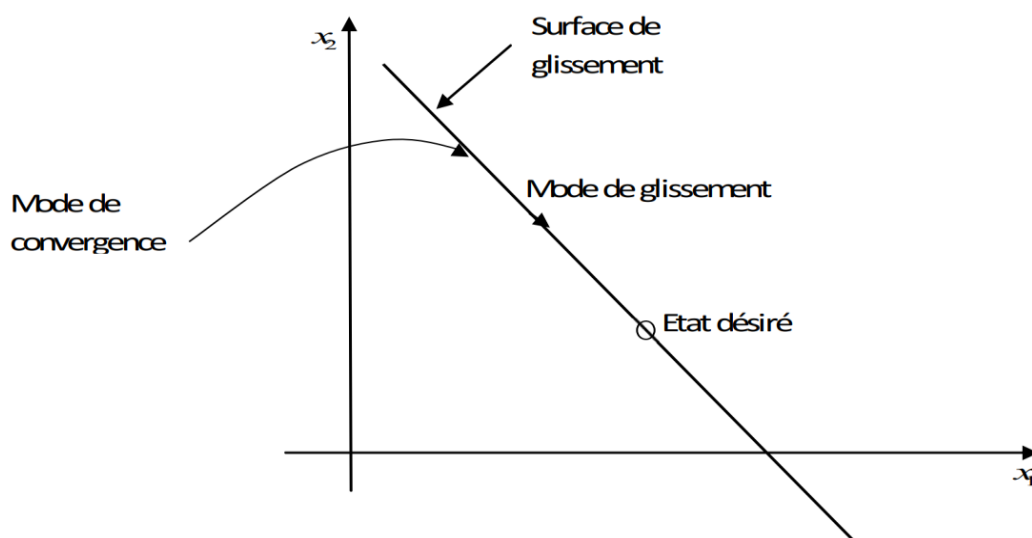


Figure III. 1: Différents modes de convergence pour la trajectoire d'état.

III.4 Conception de la commande par mode glissant

Les avantages de la commande par mode glissant sont importants et multiples, entre autres, la haute précision, la bonne stabilité, la facilité et simplicité de conception, la robustesse...etc. Ceci lui permet d'être particulièrement adaptée pour les systèmes ayant des modèles imprécis.

La structure d'un contrôleur comporte une partie discontinue plus importante dans la commande non linéaire, elle représentant la dynamique du système durant le mode de convergence, elle a pour rôle d'éliminer ou réduire les effets d'imprécisions et des perturbations sur le modèle [11].

Pour illustrer la méthode de conception de la commande par mode glissant d'ordre un, nous considérons le cas d'un système non linéaire, défini par :

$$\dot{x}(t) = f(x) + g(x) u \quad (\text{III.1})$$

$x \in \mathbb{R}^n$: est le vecteur d'état.

$u \in \mathbb{R}^m$: est le vecteur de commande.

Les trois étapes principales de la conception de la commande, c'est très dépendant l'une de l'autre:

- Choix de la surface de glissement ;
- Etablissement des conditions d'existence ;
- Détermination de la loi de commande.

III.4.1 Choix de la surface de glissement

La surface de glissement ou la fonction de commutation (switching function) représente le comportement dynamique désiré du système en boucle fermée. Elle peut être choisie linéaire ou non linéaire [13]. L'une des formes que la surface peut prendre est donnée par :

$$S(x) = \left(\frac{\partial}{\partial t} + \lambda \right)^{r-1} e(x) \quad (\text{III.2})$$

Avec :

λ : Constante positive.

r : est l'ordre du système.

$e(x) = x - x_d$: est l'écart entre la variable à régler et sa référence.

x : variable d'état.

x_d : valeur désirée.

Une autre forme de la surface est la suivante :

$$S(x) = \sum_{i=1}^n C_i (x_i - x_{id}) \quad (\text{III.3})$$

La dynamique de convergence est assurée par les choix des coefficients C_i .

L'objectif de la commande est de maintenir la surface à zéro ($S(x)=0$), dont l'unique solution est ($e(x)=0$) pour un choix convenable des paramètres.

III.4.2 Conditions de convergence et d'existence

Les conditions de convergence et d'existence sont deux critères qui permettent aux différentes dynamiques du système de converger vers la surface de glissement et d'y rester indépendamment de la perturbation. Il existe deux conditions pour assurer le mode de convergence [14].

III.4.2.1 La fonction discrète de commutation

C'est la première condition de convergence, elle est proposée par Emilyanov et Utkin. Il s'agit de donner à la surface une dynamique convergente vers zéro. Elle est donnée par:

$$\begin{cases} \dot{s}(x) > 0 & \text{si} & s(x) < 0 \\ \dot{s}(x) < 0 & \text{si} & s(x) > 0 \end{cases} \quad (\text{III.4})$$

Cette condition peut être formulée comme suit:

$$\dot{s}(x)s(x) < 0 \quad (\text{III.5})$$

III.4.2.2 La fonction de Lyapunov :

L'idée est de choisir une fonction scalaire $s(x)$ pour garantir l'attraction de la variable à contrôler vers sa valeur de référence et de concevoir la commande u . La fonction de Lyapunov est définie comme suit:

$$v(x) = \frac{1}{2} s^2(x) \quad (\text{III.6})$$

La dérivée de cette fonction est:

$$\dot{v}(x) = \dot{s}(x) s(x) \quad (\text{III.7})$$

Pour que la fonction $v(x)$ puisse décroître, il suffit d'assurer que sa dérivée soit strictement négative. Ceci n'est vérifié que si la condition suivante est vérifiée:

$$\dot{v}(x) = \dot{s}(x) s(x) < 0 \quad (\text{III.8})$$

L'équation (III.8) explique que le carré de la distance entre un point donné du plan de phase et la surface de glissement exprimé par $s^2(x)$ diminue tout le temps, contraignant la trajectoire du système à se diriger vers la surface à partir des deux côtés de cette surface.

Cette condition suppose un régime glissant idéal où la fréquence de commutation est infinie.

III.4.3 Calcul de la commande

Il faut déterminer la commande nécessaire pour attirer la trajectoire d'état vers la surface de glissement et ensuite vers son point d'équilibre en maintenant les conditions d'existence du mode de glissement.

L'obtention d'un régime de glissement suppose une commande discontinue. La surface de glissement devrait être attractive des deux côtés. Si cette commande discontinue est indispensable, il n'empêche nullement qu'une partie continue lui soit ajoutée.

La partie continue en effet, amène à réduire autant que nous voulons l'amplitude de la partie discontinue.

En présence d'une perturbation, la partie discontinue a essentiellement pour but de vérifier les conditions d'attractivité. Dans ce cas, la structure d'un contrôleur par mode de glissement est constituée de deux parties, une concernant la linéarisation (u_{eq}) et l'autre stabilisante (u_n).

On écrit:

$$u = u_{eq} + u_n \quad (\text{III.9})$$

Tel que:

u_{eq} : La commande proposée par Utkin.

Elle sert à maintenir la variable à contrôler sur la surface de glissement $s(x)=0$, la commande équivalente est déduite en considérant que la dérivée de la surface est nulle $\dot{s}(x)=0$. Elle peut être interprétée comme étant un retour d'état particulier jouant le rôle d'un signal de commande appliqué sur le système à commander, elle peut être comme une valeur moyenne que prend la commande lors de la commutation rapide entre les valeurs $u(max)$ et $u(min)$.

u_n : est déterminée pour vérifier la condition de convergence.

Pour mettre en évidence le calcul de la commande, nous considérons un système défini dans l'espace d'état par l'équation (III.1). Il s'agit de trouver l'expression de la commande u .

$$\dot{s}(x) = \frac{\partial S}{\partial t} = \frac{\partial S}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial t} \quad (\text{III.10})$$

Il en résulte:

$$\dot{s}(x) = \frac{\partial S}{\partial t} (f(x) + g(x)u_{eq}) + \frac{\partial S}{\partial x} g(x)u_n \quad (\text{III.11})$$

Durant le mode de glissement et le régime permanent, la surface est nulle, et par conséquent, sa dérivée et la partie discontinue sont aussi nulles. D'où nous déduisons l'expression de la commande équivalente:

$$u_{eq} = - \left(\frac{\partial S}{\partial x} g(x) \right)^{-1} \frac{\partial S}{\partial x} f(x) \quad (\text{III.12})$$

Pour que la commande équivalente puisse prendre une valeur finie, il faut que:

$$\frac{\partial S}{\partial x} g(x) \neq 0 \quad (\text{III.13})$$

Durant le mode de convergence, et en remplaçant la commande équivalente par son expression dans (III.11) nous trouvons la nouvelle expression de la dérivée de la surface:

$$\dot{s}(x) = \frac{\partial S}{\partial x} g(x)u_n \quad (\text{III.14})$$

Et la condition d'attractivité exprimée (III.8):

$$\frac{\partial S}{\partial x} g(x)u_n S(x) < 0 \quad (\text{III.15})$$

Afin de satisfaire cette condition le signe de u_n doit être opposé à celui de

$$s(x) \frac{\partial S}{\partial x} g(x)$$

La forme la plus simple que peut prendre la commande discontinue est celle d'un relais (figure III.2).

$$u_n = K \text{sign } s(x) \quad (\text{III.16})$$

Le signe de K doit être différent de celui de $\frac{\partial S}{\partial x}g(x)$.

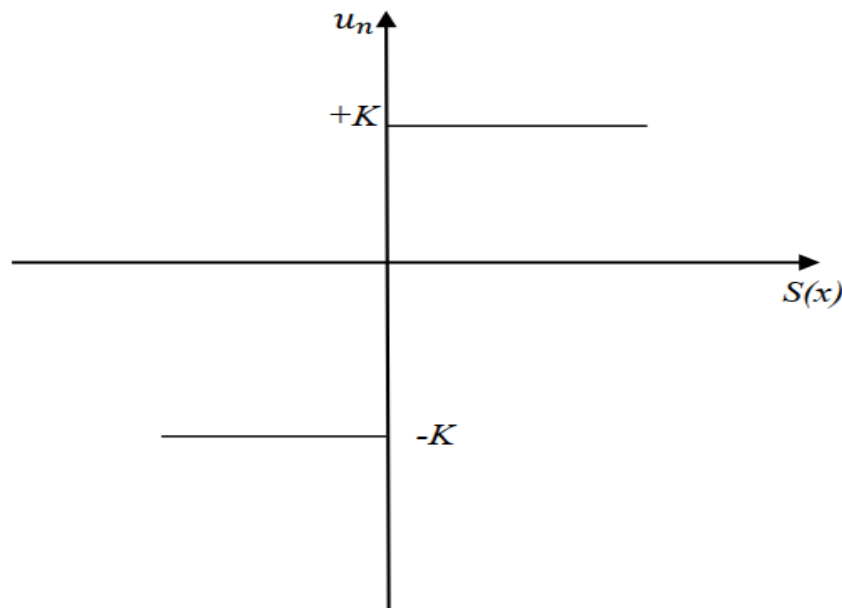


Figure III. 2 : Représentation de la commande discontinue.

III.4.3.1 Principe de la commande de glissement dans le cas linéaire

Un cas particulièrement important du fait de sa simplicité est celui où la dynamique du système et celle de la surface de glissement sont supposées linéaires. Le modèle du système est alors:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (\text{III.17})$$

Avec : $x \in R^n$ et $u \in R^m$

La surface de glissement est:

$$s(x) = Cx(t) \quad (\text{III.18})$$

Avec: $C \in R^{m \times n}$

Si le système est en régime glissant alors:

$$s(x) = Cx(t) = 0 \quad \forall t \geq t_s \quad (\text{III.19})$$

Avec t_s est le temps durant lequel le mode de glissement est atteint. En dérivant par rapport au temps et en utilisant la même démarche que précédemment on obtient:

$$\dot{s}(x) = CAx(t) + CBu_{eq}(t) = 0 \quad \forall t \geq t_s$$

$$u_{eq}(t) = -(CB)^{-1}CAx(t)$$

Donc
$$u_{eq}(t) = Mx(t) \quad (\text{III.20})$$

Telle que:

$$M = -(CB)^{-1}CA \quad (\text{III.21})$$

Avec $M \in R^{m \times n}$ est la matrice de retour alors, le modèle du comportement du système sur la surface de glissement est:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu_{eq}(t)$$

$$\dot{x}(t) = [AI - B(CB)^{-1}C]Ax(t) = A_{eq}x(t) \quad \forall t \geq t_s \quad (\text{III.22})$$

Tel que:

$$A_{eq} = [AI - B(CB)^{-1}C] \quad (\text{III.23})$$

A : est appelée la matrice dynamique équivalente en glissement.

La matrice A_{eq} à un certain nombre de propriétés, m valeurs propres nulles et $n-m$ valeurs propres non nulles, définissant les dynamiques de glissement.

La loi de commande discontinue est déterminée pour satisfaire les conditions de convergence. Elle est donnée par l'équation (III.16).

III.5 Synthèse de la surface de glissement

Dans cette partie, nous ne représenterons que le cas entièrement linéaire pour des raisons de simplification. Cependant, les développements présentés peuvent être étendus au modèle non linéaire (III.1).

Considérons le système linéaire (III.17), la dynamique en mode de glissement est donnée par l'équation (III.18). Cette dynamique est indépendante de la loi de commande non linéaire. Elle dépend uniquement du choix de la matrice C , ce qui en retour détermine la matrice M de la commande équivalente (III.21). Afin de simplifier la détermination de la matrice C , il est toujours souhaitable de mettre le système initial sous une forme canonique particulière, on distingue la forme dite forme régulière.

Soit T une matrice de transformation orthogonale de dimension $n \times n$, telle que :

$$TB = \begin{bmatrix} 0 \\ B_2 \end{bmatrix} \quad (\text{III.24})$$

Avec:

$B_2 \in R^{m \times n}$ est non singulière. Soit la transformation $Z = Tx$, alors le système original (III.17) est transformé à la forme régulière suivante :

$$\dot{Z}(t) = TAT^{-1}Z(t) + TBu(t) \quad (\text{III.25})$$

Supposons que :

$$Z = [Z_1 \quad Z_2]^T \quad Z_1 \in R^{n-m}, Z_2 \in R^m. \quad (\text{III.26})$$

Alors :

$$\dot{Z}_1(t) = A_{11}Z_1(t) + A_{12}Z_2(t) \quad (\text{III.27})$$

$$\dot{Z}_2(t) = A_{21}Z_1(t) + A_{22}Z_2(t) + B_2u \quad (\text{III.28})$$

Où:

$$TAT^{-1} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \quad (\text{III.29})$$

La surface de glissement devient alors :

$$C_1Z_1(t) + C_2Z_2(t) = 0. \quad (\text{III.30})$$

Où:

$$CT^{-1} = [C_1 \quad C_2] \quad (\text{III.31})$$

D'où:

$$Z_2(t) = -FZ_1(t) \quad (\text{III.32})$$

Avec:

$$F = C_1^{-1}C_2 \quad (\text{III.33})$$

Le mode glissant idéal est régi par:

$$\dot{Z}_1 = (A_{11} - A_{12}F)Z_1 \quad (\text{III.34})$$

Où l'ordre du système est réduit à $n-m$.

La synthèse d'un mode glissant stable entraîne donc la détermination d'une matrice de retour d'état stabilisante F sur le système réduit pour les quelles différentes méthodes sont possibles:

- Placement de pôles.
- Techniques classiques d'optimisation quadratique.

Une fois la matrice F est déterminée, on peut calculer la matrice C et souvent on prend

$$C_1 = F \quad \text{et} \quad C_2 = I, \quad \text{donc} \quad C = [F \ I] T$$

Où T est la matrice de transformation prédéfinie.

III.6 Phénomène de réticence

La commande discontinue u_n , du fait d'une fréquence de commutation finie, ne génère pas un mode glissant idéal, des oscillations à haute fréquence apparaissent dans un voisinage de la surface, connues sous le nom de réticence ou chattering en anglais.

Ce phénomène est le principal désavantage de la commande par mode glissant d'ordre un, il peut exciter des dynamiques non modélisées conduisant à l'instabilité.

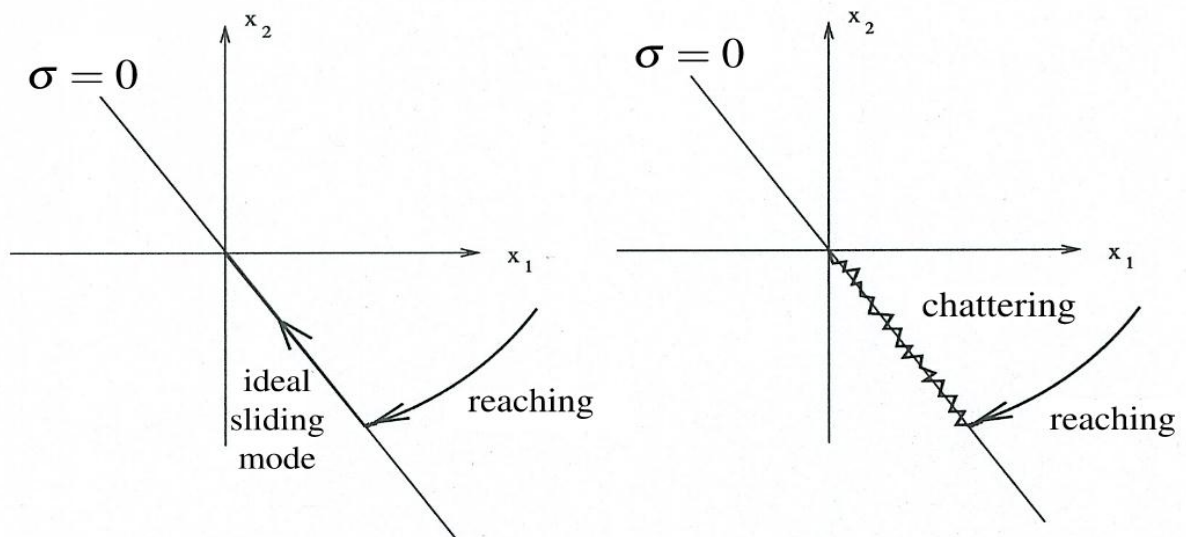


Figure III. 3: Phénomène de chattering.

De nombreuses études ont été effectuées dans le but de réduire ou d'éliminer le phénomène de réticence (chattering). L'une d'entre elles consiste à utiliser la fonction de saturation représentées comme suit :

❖ La fonction de saturation

Elle consiste à remplacer la fonction $\text{sign}(s)$ par la droite de pente $(1/\varepsilon)$; à l'intérieur d'une bande de largeur 2ε située de part et d'autre de la surface de glissement, la discontinuité étant conservée à l'extérieur de cette bande.

$$\text{sat}(s, \varepsilon) = \begin{cases} \frac{s}{\varepsilon} & \text{si } |s| \leq \varepsilon \\ \text{sign}(s) & \text{si } |s| > \varepsilon \end{cases} \quad (\text{III.35})$$

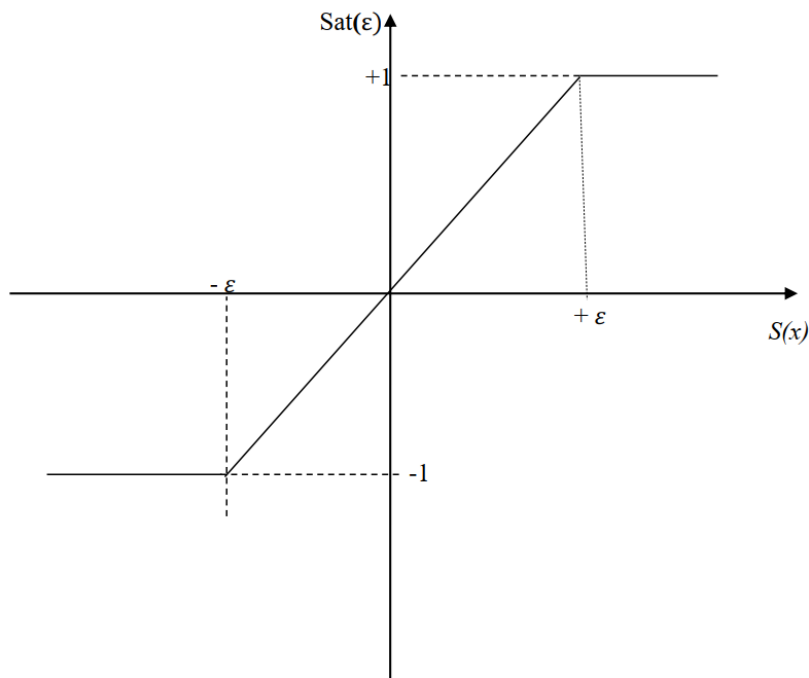


Figure III. 4 : Représentation de la fonction Saturation.

Avec des autres fonctions sigmoïdes, telle que la fonction \tanh , \arctan :

✓ La fonction pseudo-signe

$$V(s, \varepsilon) = \frac{s}{|s| + \varepsilon} \quad (\text{III.36})$$

✓ La fonction avec tangente

$$V(s, \varepsilon) = \frac{2}{\pi} \arctan\left(\frac{s}{\varepsilon}\right) \quad (\text{III.37})$$

✓ La fonction tangente hyperbolique

$$V(s, \varepsilon) = \tanh\left(\frac{s}{\varepsilon}\right) \quad (\text{III.38})$$

✓ La fonction tangente sigmoïde

$$V(s) = \frac{1}{1 + e^{-2s}} \quad (\text{III.39})$$

III.7 Les nouveaux concepts de la commande par mode de glissement

Il y'a plusieurs nouveaux concepts de la commande par le glissement des VSS, telle que l'approche développée par Gao et Hung et les approches basées sur la géométrie différentielle ainsi que l'algèbre différentielle [11]. Nous allons présenter les différentes approches définies.

III.7.1 Commande basée sur l'approche de la loi d'arrivée

Dans cet approche la loi d'arrivée est directement une équation différentielle spécifiant la dynamique de la fonction de commutation, cette équation asymptotiquement stable est la même que la condition de glissement, la forme générale de la loi d'arrivée est :

$$\dot{S}(x) = -Q \operatorname{sgn}(s(x)) - K.S(x) \quad (\text{III.40})$$

Où

$$Q : \operatorname{diag} [q_1, q_2, \dots, q_m], q_i > 0$$

$$\operatorname{sgn}(S) = [\operatorname{sgn}(S_1), \operatorname{sgn}(S_2) \dots \operatorname{sgn}(S_m)]^T$$

$$K : \operatorname{diag} [k_1, k_2, \dots, k_m]^T, k_i > 0$$

III.7.2 Commande continue par Bande de surface

Deux solutions analytiques sont proposées.

III.7.2.1 Première Forme continue de saturation (quasi-sliding mode)

Elle consiste à approximer la commande discontinue par la loi continue au voisinage de la surface. Le problème principal des régimes glissants est que la commande est discontinue sur la surface de glissement et par conséquent, elle va commuter régulièrement (chattering). Pour résoudre ce problème, la fonction discontinue est remplacée par une fonction continue ceci au voisinage de la surface de glissement et l'on procédera à un lissage de la commande. Ainsi, on définira une "condition d'équilibre", qui doit remplacer toutes les fonctions discontinues apparaissant au voisinage de cette surface de glissement. Le "chattering" étant indésirable, on peut remédier à cette situation en lissant la discontinuité de la commande dans une étroite bande limite avoisinant la surface de glissement (de commutation), ainsi cette bande limite sera définie par :

$$B(t) = \{X; S(x, t) \leq \phi\} \text{ et } \phi > 0 \quad (\text{III.41})$$

Avec

ϕ est l'épaisseur de la bande, variant en fonction de t .

$$\varepsilon = \frac{\phi}{\lambda^{n-1}} \quad \text{est la largeur de la bande.}$$

Ce lissage sera réalisé, en choisissant en dehors de la bande $B(t)$ une loi de commande comme auparavant satisfaisant la condition de glissement qui garantira l'attraction vers la Bande et donc l'invariance positive : c'est-à-dire que toutes les trajectoires commençant dans $B(t = 0)$ restent à l'intérieur de $B(t)$. Cette nouvelle loi de commande est établie en remplaçant dans l'expression de la commande $u(t)$, le terme $\text{sgn}(S)$ par la fonction S/ϕ , ceci à l'intérieur de la bande $B(t)$, comme l'illustre la figure III. 5.

L'épaisseur de la bande ϕ sera variable dans le temps et variera de façon à exploiter toujours la largeur de la bande maximale de la commande.

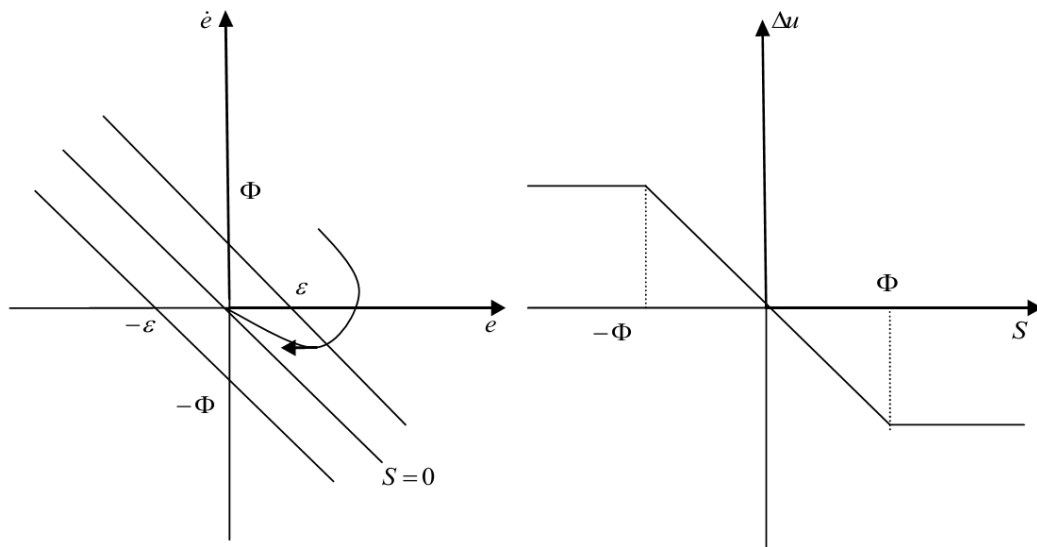


Figure III. 5 : Plan de phase et fonction de commutation de la commande par régime glissant à bande limite.

Dans cette approche Slotine a proposé de remplacer la fonction signe $u = -K \text{sgn}(S)$ dans le voisinage de la surface de commutation de la loi de commande par la fonction «sat(S)», dans la figure III.5.

Donc la commande discontinue devient alors :

$$u = -K \text{sat}(S) \quad (\text{III.43})$$

Où

$$\text{sat}(S) = \begin{cases} \frac{S}{\phi} & \text{si } |S| < \phi \\ \text{sgn}(S) & \text{si } |S| > \phi \end{cases} \quad (\text{III.44})$$

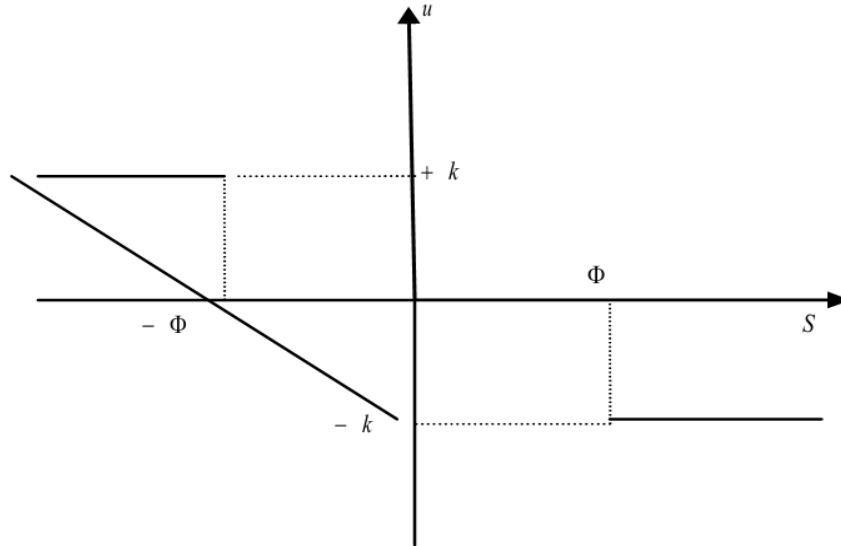


Figure III. 6: Loi de commande par bande continue au voisinage de la surface de glissement

III.7.2.2 Deuxième forme continue (quasi-sliding mode)

Une autre solution pour lisser la commande au voisinage des surfaces de commutation $S_i = 0$ est proposée dans [11], elle consiste à remplacer dans la bande $|S_i| < \Phi_i$ les fonctions discontinues $\text{sgn}(S_i)$ par des fonctions continues de la forme $\theta(S)$ et la commande discontinue sera alors :

$$\Delta u = -K \cdot \theta(S) \quad (\text{III.45})$$

Où

$$\theta = \begin{cases} \frac{S}{|S| + \delta} & \text{si } |S| \leq \phi \\ \text{sgn}(S) & \text{si } |S| > \phi \end{cases} \quad (\text{III.46})$$

Ceci est illustré sur la figure (III.7).

Cette loi de commutation a par conséquent un grand avantage dans la réduction du phénomène de broutement, mais les chercheurs n'ont pas cessé de proposer des approches pour éviter d'une manière complète ce phénomène. Dans la suite nous exprimons une nouvelle approche qui a été proposée par Park et al et qui a un rôle très important pour l'évitement de ce phénomène.

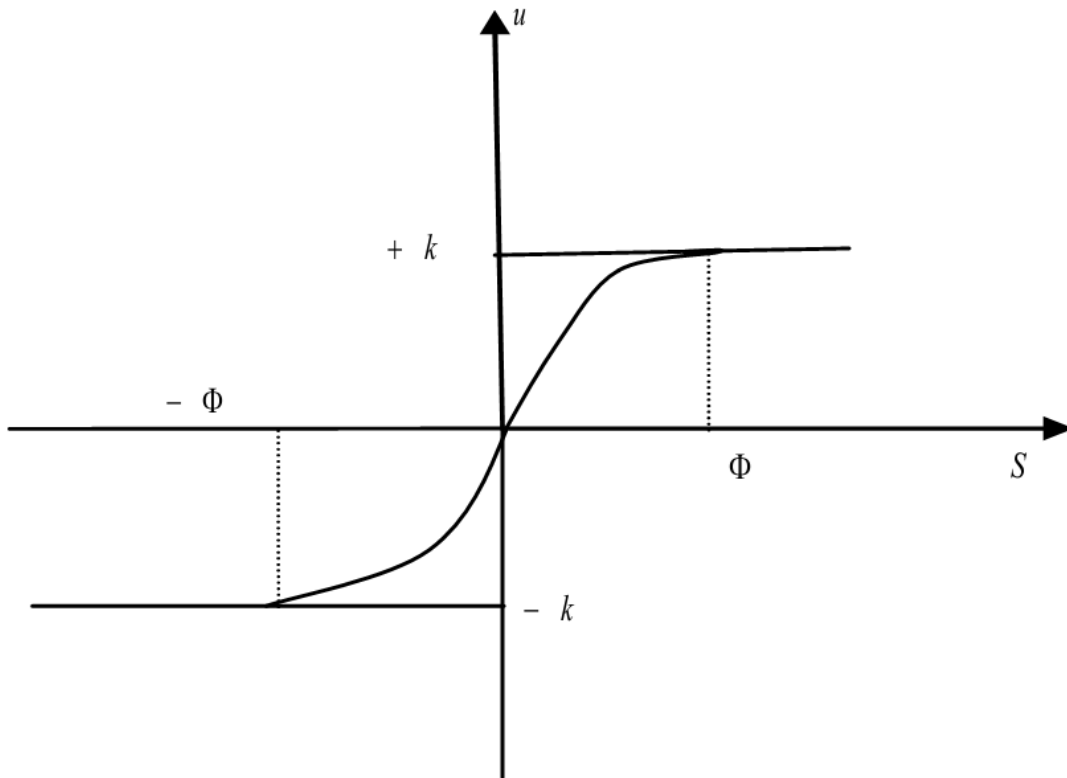


Figure III. 7: Loi de commutation au voisinage de la surface de glissement

III.7.3 Commande robuste (Fast Terminal Sliding Mode Control)

Cette nouvelle approche peut converger l'état du système vers zéro dans un temps fini, elle ne possède pas de fonction discontinue sign et permet d'éviter d'une façon complète le phénomène de broutement. La surface de glissement proposée par Park et al est non linéaire, construite de telle sorte que le système converge dans un temps fini et sa forme peut être donnée comme suit:

$$S = \dot{x} + \beta \cdot x^{\frac{q}{p}} = 0 \quad (\text{III.47})$$

Avec $x \in \mathbb{R}$, $\beta > 0$, $p, q, (p > q)$ des paramètres positifs.

A partir de cette dernière équation on peut écrire:

$$\left(\frac{dx}{dt} = \beta \cdot x^{\frac{q}{p}} \right) \quad (\text{III.48})$$

D'où

$$\left(dt = -\beta \cdot x^{\frac{-q}{p}} dx \right) \quad (\text{III.49})$$

Et on a :

$$t_s = \frac{p}{\beta \cdot (p-q)} x(0)^{\frac{p-q}{p}} \quad (\text{III.50})$$

La vitesse de convergence est augmentée par le terme non linéaire $\beta \cdot x^{\frac{q}{p}}$, cependant le temps d'arrivée à la surface de glissement est très court. Par conséquent, cette loi augmente la vitesse d'approche à la surface de glissement lorsque l'état est loin et le résultat obtenu est plus rapide et il y'a absence du phénomène de broutement.

III.8 Domaine d'application du réglage par mode glissant

La technique du réglage par mode glissement a connu des développements importants dans tous les domaines de la commande, tel que la commande des systèmes hydrauliques ou pneumatiques et la robotique [15]. Il existe des valves fonctionnant par tout ou rien qui ne possèdent que deux états stables : complètement ouvertes ou complètement fermées. Ces valves admettent des fréquences de commutation de quelques 10Hz. Les entraînements électriques pour des machines-outils ou des robots qui nécessitent soit un réglage de la vitesse de rotation, soit un réglage de position, dans ce cas le comportement dynamique à haute performance a la possibilité de limiter facilement certaines grandeurs (comme le courant et la vitesse de rotation), sont des avantages incontestables en faveur du réglage par mode glissant.

III.9 Les avantages de la commande par mode glissement

Cette commande présente les caractéristiques suivantes [16] :

- La réponse du système est insensible et robuste aux variations de certains paramètres et aux effets troubles de la charge, et perturbations.
- Il suffit de connaître une borne pour v , ce qui simplifie le réglage.
- Le choix de la surface de commutation est assez libre.
- La commande est adoucie par la présence de la commande équivalente, celle-ci peut être supprimée au prix d'une augmentation de v .

III.10 Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté le principe de la commande par mode glissant, les objectifs de contrôle sont atteints en contraignant la dynamique du système sur une surface correctement choisie au moyen des lois de contrôle discontinues. Cette méthodologie offre une grande

précision et robustesse par rapport à une large gamme de perturbations et d'incertitudes. Cependant, en raison de la présence d'imperfections dans les actionneurs et les capteurs, telles que l'hystérésis, les retards, etc., et à la présence des bruits et / ou des perturbations exogènes, cette approche de contrôle peut produire des broutements, pour les éviter, différentes approches ont été proposées dans la littérature. L'idée principale de telles approches est de changer la dynamique dans un petit voisinage de la surface de discontinuité afin d'éviter une réelle discontinuité et, en même temps, de préserver les propriétés principales de l'ensemble du système. On s'intéresse à l'application de cette commande sur le modèle de forage rotary dans le chapitre suivant.

Chapitre IV

**Commande du système de
forage rotary**

IV.1 Introduction

Dans le chapitre précédent, on a présenté le concept général de la technique de commande par mode de glissement, et on a mentionnée que les lois de commandes PID ne sont pas très efficaces et robustes dans le cas des systèmes non linéaires ayant des paramètres non constants.

Dans ce chapitre, on s'intéresse à la commande du système de forage rotary d'où on va appliquer en premier temps la commande (PID), ensuite la commande par mode glissant (MG), cette dernière sera réalisée en deux type le premier un contrôleur par mode glissant basé PID et le deuxième un contrôleur conventionnel proposé pour le système de forage. À l'objectif de réduire voire éliminer les vibrations de « stick-slip » de torsion dans le train de tiges du système de forage.

Alors on a proposé un contrôleur par mode glissant d'où on suppose que le terme de la surface de glissement est le terme conventionnel, Contrairement aux travaux qu'on a rencontrés dans la littérature tel que Farrage. A [1], et la loi de commande est basé sur le terme de la commande équivalente ($U_{\text{éq}}$) qu'on a trouvé après avoir sa démonstration. Afin de mettre en évidence l'efficacité de certaine commande par rapport à d'autres, une étude comparative été faite pour trouver les meilleures performances de chaque technique de commande et de robustesse paramétrique, et qui répond à un cahier de charge prédéfini :

- ✓ La réduction des oscillations de phénomène « stick-slip ».
- ✓ Le temps de réponse < 15 sec.
- ✓ Le dépassement presque nul.

IV.2 Formulation du problème

On considère le modèle dynamique du système de forage rotary (chapitre II, modélisation mécanique du système de forage rotary) :

$$\begin{cases} \dot{\Omega}_1 = -\frac{k}{J_1}\varphi_1 - \frac{c_1}{J_1}\Omega_1 + \frac{k}{J_1}\varphi_2 + \frac{T_{\text{tob}}}{J_1} \\ \dot{\varphi} = \Omega_2 - \Omega_1 \\ \dot{\Omega}_2 = \frac{k}{J_2}\varphi_1 - \frac{c_2}{J_2}\Omega_2 - \frac{k}{J_2}\varphi_2 + \frac{c_2}{J_2}\Omega_{\text{ref}} + \frac{u}{J_2} \end{cases} \quad (\text{IV.1})$$

Où φ_1 , Ω_1 , φ_2 et Ω_2 sont respectivement la position angulaire du trépan, sa vitesse angulaire, la position angulaire de la table de rotation et sa vitesse angulaire. Le terme T_{tob} représente le couple de frottement entre le trépan et la roche, voir le chapitre (II.2.3) :

$$T_{tob} = T_{tobdyn} \frac{2}{\pi} (\alpha_1 \Omega_1 e^{-\alpha_2 |\Omega_1|} + \arctan(\alpha_3 \Omega_1)) \quad (IV.2)$$

Pour réaliser les simulations nous avons utilisé les caractéristiques du système de forage rotary reportées dans le tableau (Tableau II.6) et qui sont empruntées à la référence [1].

IV.3 Application de la commande PID

Les régulateurs PID répondent à plus de 90% des besoins industriels et le nombre de régulateurs installés dans une usine de pétrole. Le régulateur PID classique qu'on a utilisé dans ce travail est de structure parallèle. Le schéma fonctionnel est représenté par la figure suivante :

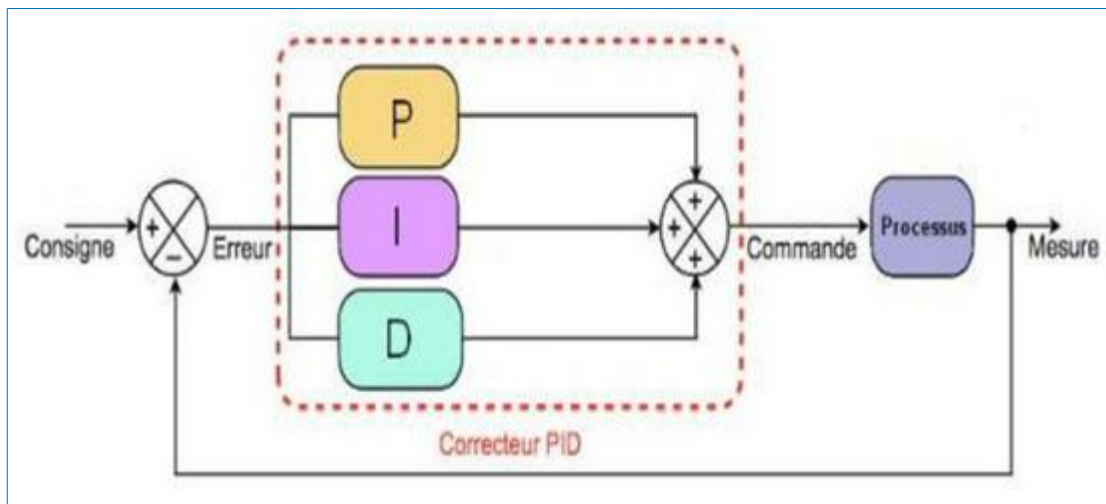


Figure IV.1: Structure parallèle d'un PID.

- ✓ La commande délivrée par ce correcteur est de la forme :

$$U(t) = k_p e(t) + k_i \int_0^t e(\tau) d\tau + k_d \dot{e}(t) \quad (IV.3)$$

Où $e(t)$ est un signal d'écart (d'erreur).

k_p : Un gain proportionnel.

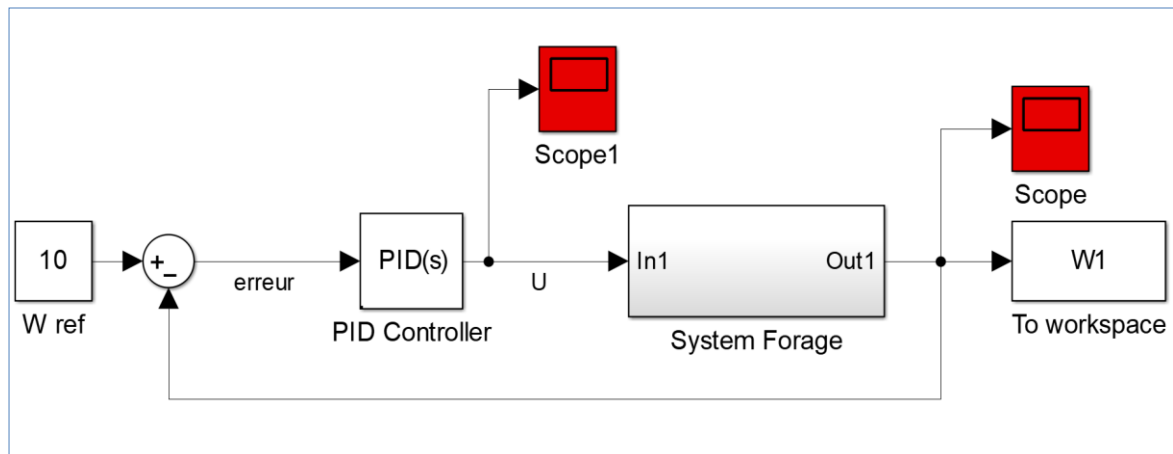
k_i : Un gain intégral.

k_d : Un gain dérivé.

On utilise cette commande (PID) en boucle fermée pour la simulation de commande du système de forage rotary, on propose les valeurs numériques des gains et le schéma bloc est le suivant :

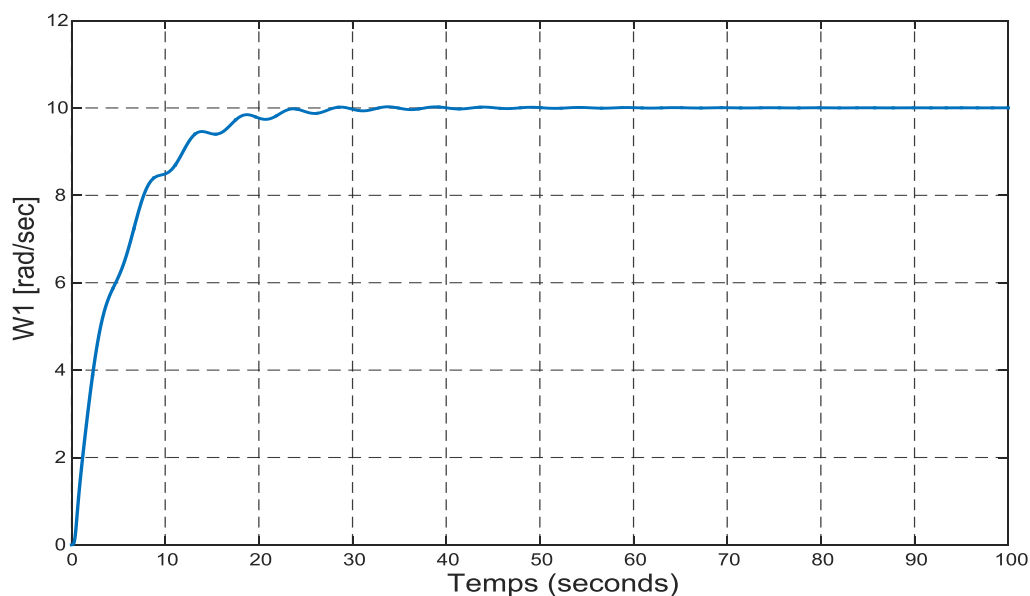
Tableau IV. 1 :les valeurs numériques des gains de la commande PID.

| Les paramètres PID | k_p | k_i | k_d |
|--------------------|-------|-------|-------|
| Les valeurs | 20 | 0.2 | 50 |

**Figure IV.2:** Schéma bloc du système avec une commande PID.

❖ Résultats de simulation et discussion

La figure IV.3 représente la réponse en vitesse angulaire (rad/sec) du trépan en fonction du temps (sec) en boucle fermée, avec un correcteur (PID). On garde cependant à l'esprit que le but est d'assurer la convergence de la vitesse angulaire du trépan vers la référence en annulant ou tout au moins en réduisant d'une manière significative le phénomène de « stick-slip » du trépan, mais on peut observer les oscillations indésirables dues à ce phénomène, qui durent plus que 40 secondes.

**Figure IV. 3:** La vitesse angulaire du trépan en boucle fermée avec un correcteur PID

En comparant cette figure avec la réponse du système sans commande (figure II.9), on constate qu'avec le correcteur PID, la vitesse angulaire du trépan atteint la vitesse désirée (10 rad/sec) sans dépassement et peu d'oscillations en régime transitoire.

La figure (IV.4) exhibe le signal de commande U appliquée au système de forage, on remarque que l'amplitude de cette commande au démarrage vaux $5 \cdot 10^4$ [N.m].

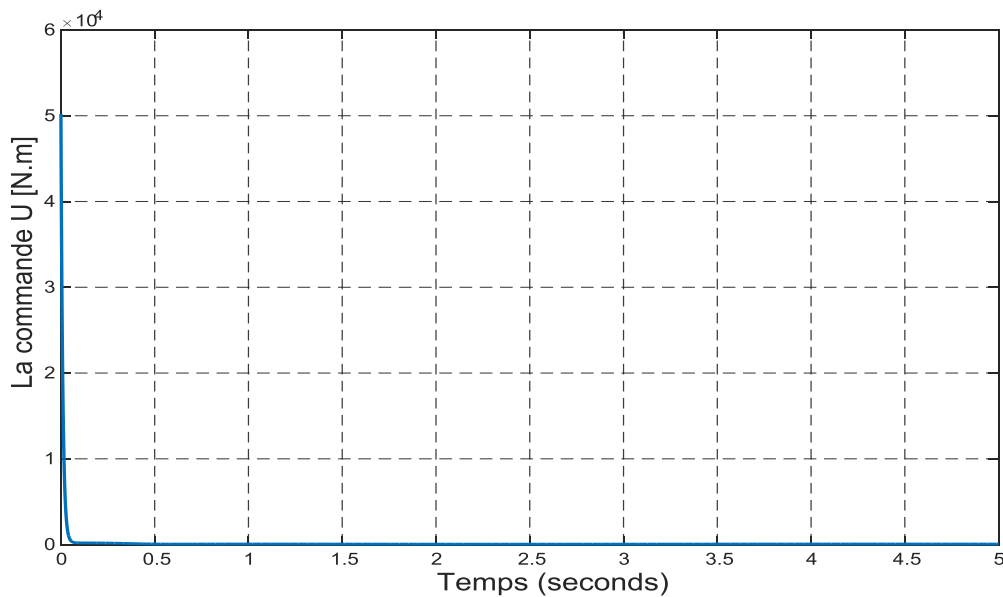


Figure IV. 4: Signal de commande U (N.m) en fonction du temps (en sec) .

Il ressort de ce qui précède que la commande PID a montré une amélioration au niveau de correction d'erreur, mais cela n'a pas été suffisant pour éliminer les vibrations causées par le phénomène de « stick-slip ».

C'est comme nous l'avons mentionné précédemment que la commande PID n'est pas efficace pour compenser les non linéarités des systèmes non linéaires, nous allons donc à l'utilisation des commandes plus robustes et plus efficaces, tel que la commande par mode glissant, comme nous le verrons dans la suite.

IV.4 Application de la commande par mode glissant

IV.4.1 la commande par mode glissant basé sur PID

Dans le but d'améliorer la commande du système de forage, un contrôleur PID basé sur la théorie des modes de glissement est présenté. Cela se fait à travers deux structures de commande se différenciant dans la surface de glissement. Dans la première structure la surface de glissement est l'erreur de vitesse du trépan comme le travail réalisé par Frage. A [1], et la deuxième

structure correspond à la forme conventionnelle de la surface, en ajoutant la dérivée de l'erreur de vitesse dans la surface de glissement.

On utilise la commande du mode glissant basé PID dans la simulation, pour commander le système non linéaire de forage rotary, on propose le schéma bloc suivant :

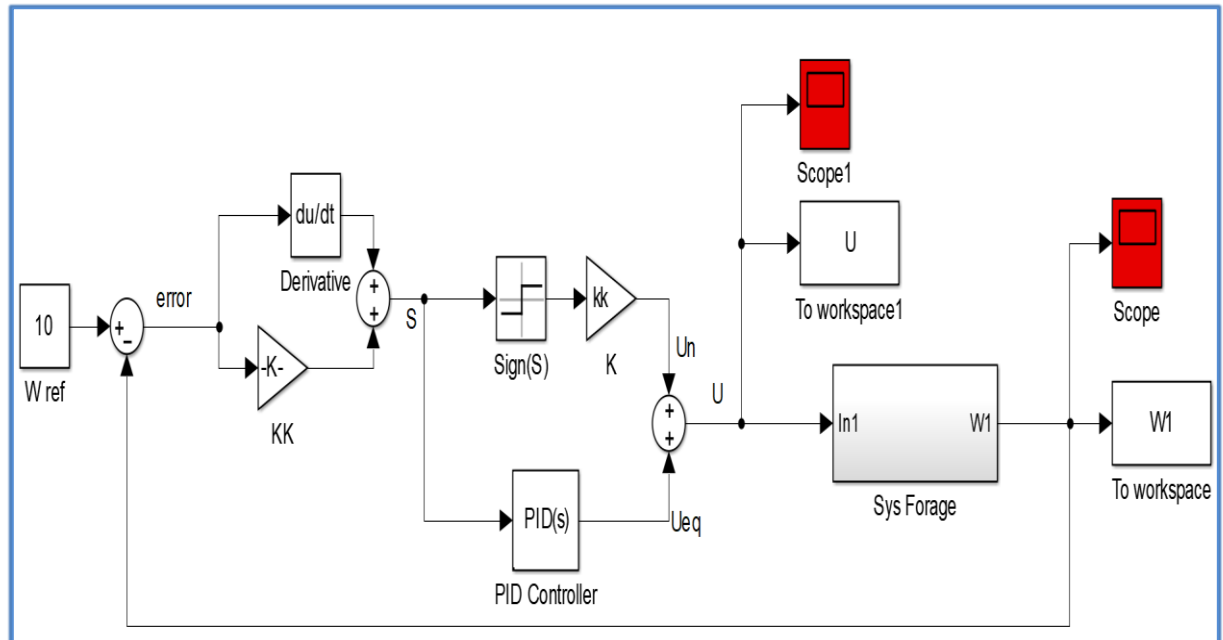


Figure IV. 5: Schéma bloc commande par mode glissant basé PID du système de forage.

IV.4.1.1 Première cas Surface de glissement sans dérivation

a) Surface de glissement

Nous prenons la sélection de la surface « s » tirée du travail de Frrage.A ([1]).

Soit « s » cette surface de glissement, on choisit :

$$s = \lambda e \quad (IV.4)$$

$$s = \lambda (\Omega_{ref} - \Omega_1) \quad (IV.5)$$

Où :

e : est l'écart sur la variable à régler (l'erreur); λ : est une constante positive ;

Ω_1 : la vitesse à régler (vitesse angulaire de trépan) ; Ω_{ref} : la vitesse de référence (vitesse désirée).

b) Conception de la commande

$$u = u_n + u_{eq} \quad (IV.6)$$

$$u_n = K \text{sign}(s) \quad (\text{IV.7})$$

$$u_{eq} = u_{PID} = k_p s + k_i \int s \, d\tau + k_d \frac{d}{dt} s \quad (\text{IV.8})$$

Où k_p, k_i et k_d désignent comme à l'accoutumée et respectivement le gain proportionnel, la constante d'intégration et la constante de dérivation.

c) Résultats de simulation

On utilise les valeurs numériques des gains suivants :

Tableau IV. 2 : Les valeurs numériques des gains (sans dérivation).

| Les paramètres | k_p | k_i | k_d | λ | K |
|----------------|-------|-------|-------|-----------|----|
| Les valeurs | 40 | 10 | 200 | 0.1 | 20 |

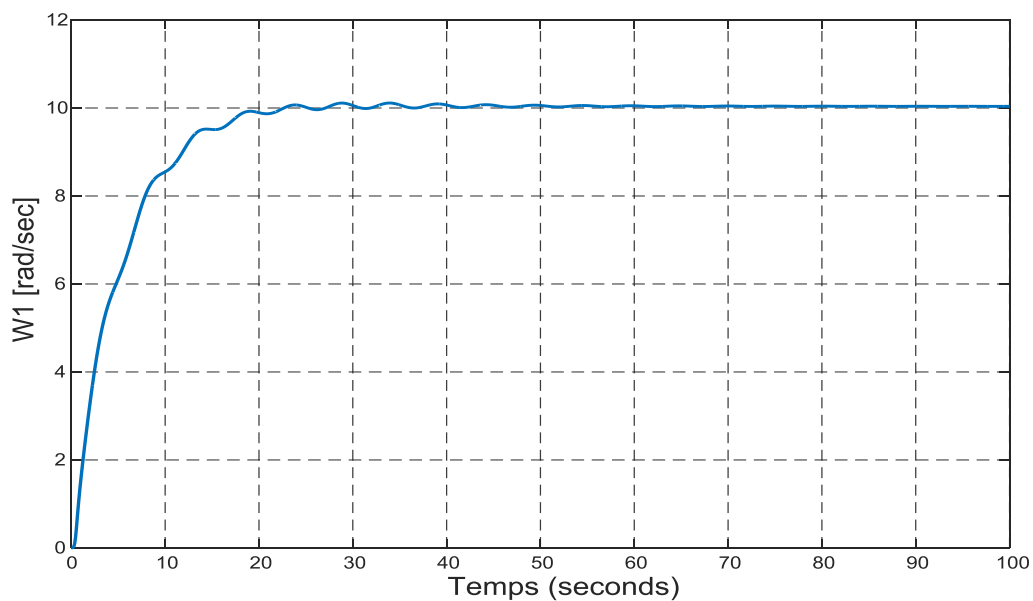


Figure IV. 6: Vitesse angulaire du trépan (sans dérivation).

La figure (IV.6) représentée la vitesse angulaire du trépan avec une commande par mode glissant basé PID dans le cas de la surface de glissement sans dérivation. Des oscillations indésirables peuvent être observées dans le régime transitoire jusqu'à ce que la vitesse du trépan atteigne la vitesse angulaire désirée de 10 [rad/sec] en 50 (secondes). On remarque de petit dépassement, ce dernier a donné un temps de stabilisation plus long.

La figure (IV.7) donne le signal de commande U [N.m] en fonction du temps (seconds). On observe que l'amplitude de ce signal vau la valeur : $2 \cdot 10^4$ [N.m].

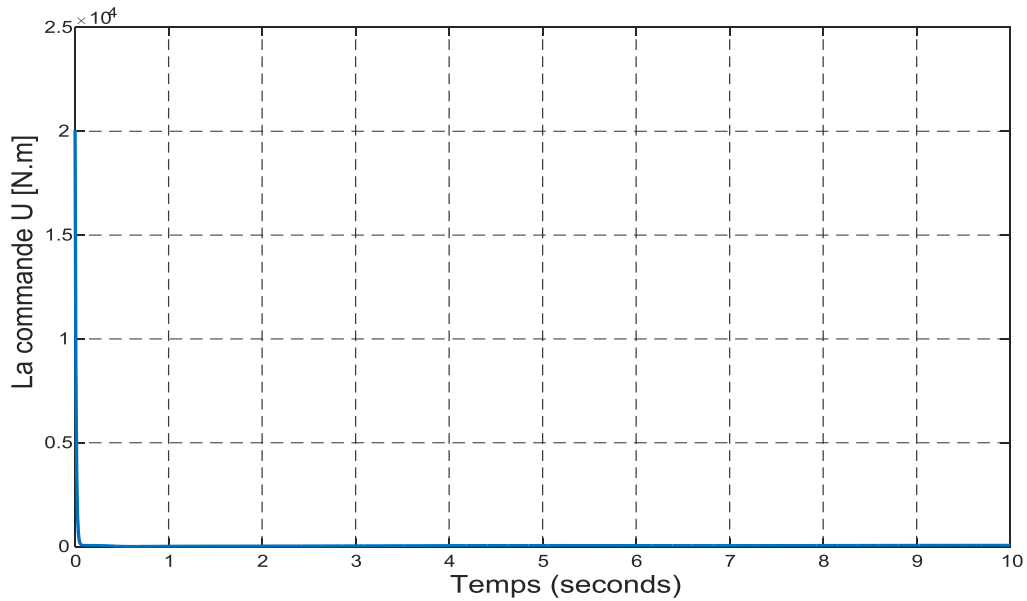


Figure IV. 7:Signal de commande U (sans dérivation)

IV.4.1.2 Deuxième cas surface de glissement avec la dérivation

a) Surface de glissement

La surface de glissement « s » s'écrit généralement en fonction de l'écart de la sortie par rapport à sa valeur désirée. L'objectif de la commande est d'assurer la poursuite d'un signal de référence tel que l'écart e tend vers zéro.

$$s = \lambda e + \dot{e} \quad (\text{IV.9})$$

$$s = \lambda (\Omega_{ref} - \Omega_1) + (\dot{\Omega}_{ref} - \dot{\Omega}_1) \quad (\text{IV.10})$$

b) Conception de la commande

La commande est la même appliquée précédemment (dans IV.3.1).

$$u = u_n + u_{eq} \quad (\text{IV.11})$$

c) Résultats de simulation

On utilise les valeurs numériques des gains suivants :

Tableau IV. 3 :Les valeurs numériques des gains.

| Les paramètres | k_p | k_i | k_d | λ | K |
|----------------|-------|-------|-------|-----------|----|
| Les valeurs | 800 | 5 | 15000 | 0.1 | 20 |

La figure (IV.8) représentée la vitesse angulaire du trépan avec une commande par mode glissant basé PID dans le cas de la surface de glissement avec la dérivation, on observe que la commande a donnée une bonne réponse au niveau de la stabilité et au niveau du temps de réponse qui égale à peu près de 15 sec par rapport à la commande précédente, cette commande éliminée les oscillations du phénomène de « stick-slip », alors on a une amélioration avec cette commande.

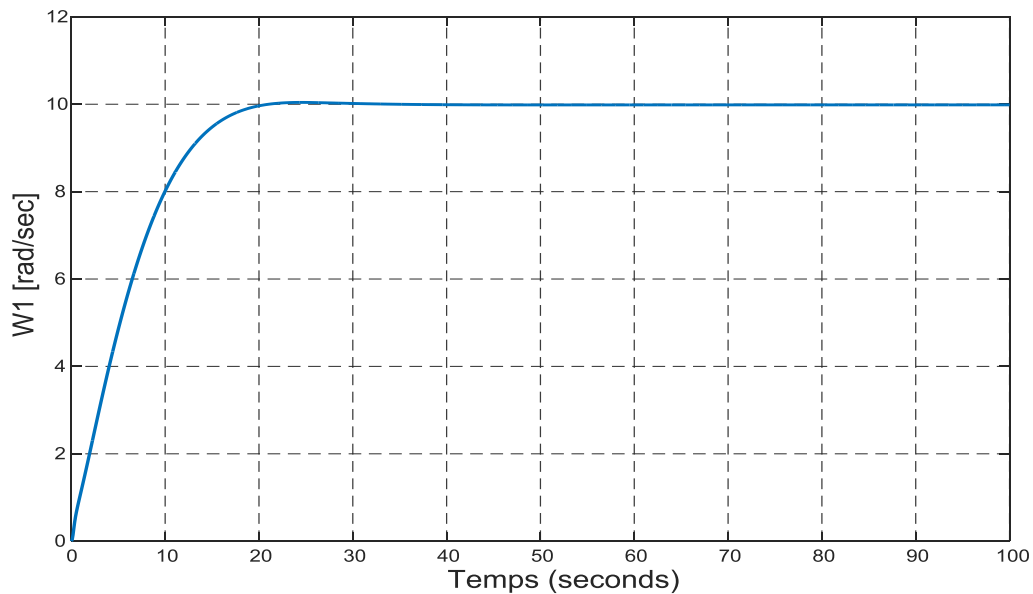


Figure IV. 8: Vitesse angulaire du trépan avec dérivation.

La figure IV.9 donne le signal de commande U [N.m] en fonction du temps (seconds), on remarque une augmentation de l'amplitude de ce signal qui vaux au démarrage $1.5 \cdot 10^6$ [N.m], qui peuvent être considérer comme un inconvénient.

Dans ce cas-là, on a besoin d'une commande robuste pour améliorer les performances du système tel que le temps de réponse, l'élimination des oscillations de « stick-slip » avec moindre d'énergie et diminution de l'amplitude du signal de commande U .

et pour faire ça, on a passé à la recherche d'une commande par mode glissant avec d'autre loi de commande, et cherché le terme ($U_{\dot{e}q}$), comme le montre la section suivante.

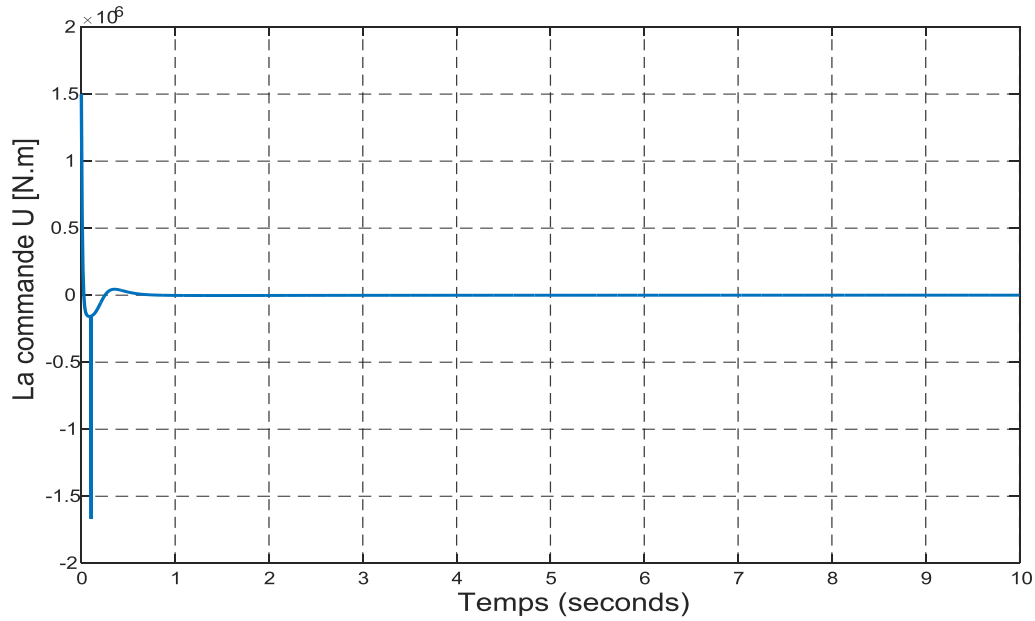


Figure IV.9: Signal de commande (avec dérivation).

IV.4.2 Commande par mode glissant avec la nouvelle expression de « $U_{\dot{e}q}$ »

a) La surface de glissement

La surface de glissement « s » s'écrit généralement en fonction de l'écart de la sortie par rapport à sa valeur désirée. L'objectif de la commande est d'assurer la poursuite d'un signal de référence tel que l'écart e tend vers zéro. Soit :

$$s_1 = \lambda e_1 + \dot{e}_1 \quad (\text{IV.12})$$

$$s_1 = \lambda (\Omega_{ref} - \Omega_1) + (\dot{\Omega}_{ref} - \dot{\Omega}_1) \quad (\text{IV.13})$$

b) Calcule de la commande

Concernant la loi de commande par mode glissant vous avons la commande discontinue :

$$u_n = k \text{sign}(s_1) \quad (\text{IV.14})$$

Avec

$$s_1 = \frac{d e_1}{dt} + \lambda e_1 \quad (\text{IV.15})$$

Et, l'erreur de vitesse du trépan :

$$e_1 = \Omega_{ref} - \Omega_1 \quad (\text{IV.16})$$

Vu le comportement du système de forage, la vitesse du trépan (Ω_1) est une image de la vitesse de rotation (Ω_2) de la table de rotation voir figure (II. 8, II.9). Ça nous a dirigé à

commander (Ω_1) à travers (Ω_2). Pour déduire la commande équivalente (U_{eq}) on a utilisé une deuxième surface de glissement :

$$s_2 = \frac{de_2}{dt} + \lambda e_2 \quad (IV.17)$$

Avec, l'erreur de position angulaire de la table de rotation :

$$e_2 = \varphi_{ref} - \varphi_2 \quad (IV.18)$$

Alors, on a calculé U_{eq} pour :

$$\dot{s}_2 = \frac{ds_2}{dt} = 0 \quad (IV.19)$$

$$\dot{\Omega}_{ref} - \dot{\Omega}_2 + \lambda(\Omega_{ref} - \Omega_2) = 0 \quad (IV.20)$$

on a utilisé l'équation de l'accélération $\dot{\Omega}_2$ (l'équation IV.1) de la table de rotation :

$$\dot{\Omega}_{ref} - \frac{k}{J_2} \varphi_1 + \frac{c_2}{J_2} \Omega_2 + \frac{k}{J_2} \varphi_2 - \frac{c_2}{J_2} \Omega_{ref} - \frac{u_{eq}}{J_2} + \lambda(\Omega_{ref} - \Omega_2) = 0 \quad (IV.21)$$

$$u_{eq} = J_2 \dot{\Omega}_{ref} + k\varphi + c_2 \Omega_2 - c_2 \Omega_{ref} + \frac{\lambda}{J_2} (\Omega_{ref} - \Omega_2) \quad (IV.22)$$

Et

$$u = u_n + u_{eq} \quad (IV.23)$$

Pour analyser la stabilité de ce contrôleur, nous choisissons une fonction de Lyapunov (V) candidate définie positive basée sur la dynamique de l'erreur du système, c'est à dire :

$$V = \frac{1}{2} (s_1)^2 \quad (IV.24)$$

Sa dérivée par rapport au temps est :

$$\dot{V} = \dot{s} s \quad (IV.25)$$

Avec :

$$s_1 = \lambda (\Omega_{ref} - \Omega_1) + (\dot{\Omega}_{ref} - \dot{\Omega}_1)$$

Et

$$\dot{s}_1 = \lambda (\dot{\Omega}_{ref} - \dot{\Omega}_1) + (\ddot{\Omega}_{ref} - \ddot{\Omega}_1)$$

Comme

$$\Omega_{ref} = cte \quad \text{alors} \quad \dot{\Omega}_{ref} = 0, \ddot{\Omega}_{ref} = 0$$

$$\dot{s}_1 = -\lambda \dot{\Omega}_1 - \ddot{\Omega}_1 = -(\lambda \dot{\Omega}_1 + \ddot{\Omega}_1)$$

Alors

$$\dot{V} = -(\lambda \dot{\Omega}_1 + \ddot{\Omega}_1) s_1 < 0 \quad \text{tand que } \lambda \text{ est positif} \quad (IV.26)$$

Alors le contrôleur proposé fait la combinaison entre la commande discontinue (fonction de l'erreur de vitesse Ω_1 du trépan) et la commande équivalente fonction de l'erreur de position φ_2 de la table de rotation.

En d'autre terme on a décomposé le système en 2 sous-systèmes, et la loi de commande conçut par mode glissant fait la commande en même temps de la table et le trépan. la commande équivalente (u_{eq}) est la valeur moyenne de la commande par mode glissant autour du quelle la commande discontinu (u_n), fonction de l'erreur de vitesse du trépan et sa variation, bascule entre u_{max} et u_{min} . Dans la littérature pour commander plusieurs sous-systèmes on associer une surface de glissement pour chaque sous-système.

c) Résultats de simulation

On utilise les valeurs numériques des constants suivant :

Tableau IV. 4 :Les valeurs numériques des constants.

| Les paramètres | λ | K |
|----------------|-----------|------|
| Les valeurs | 0.25 | 5000 |

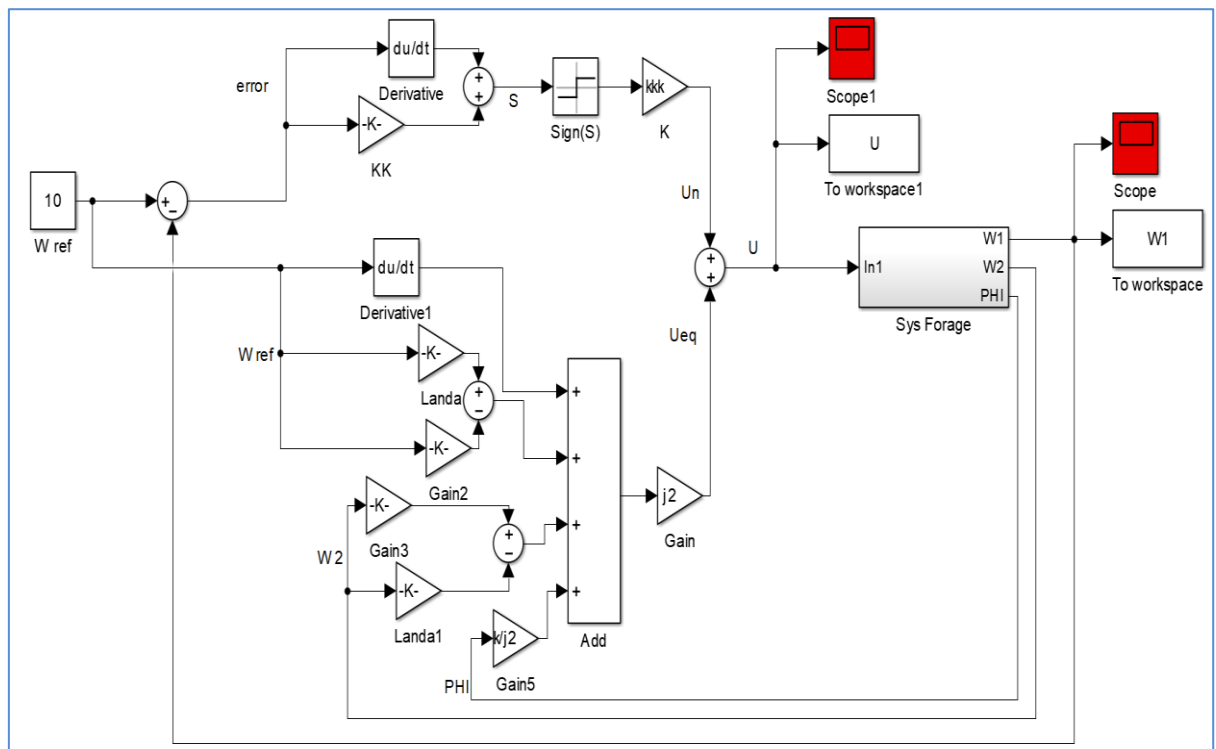


Figure IV.10 : Schéma bloc de système commandé par mode glissant

La figure (IV.11) représentée la vitesse angulaire de trépan avec une commande par mode glissant, on observe que cette technique de commande donne une réponse optimale au niveau de la rapidité (temps de réponse) et l'élimination des oscillations de phénomène « stick-slip », et avec un dépassement nul par rapport à la technique de commande précédente.

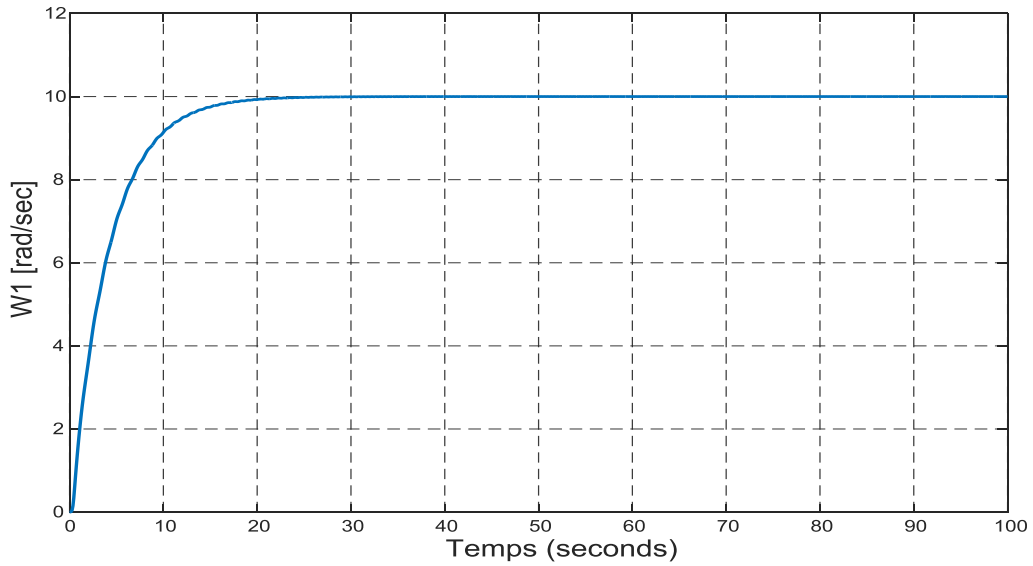


Figure IV.11: Vitesse angulaire du trépan avec une commande par mode glissant proposé.

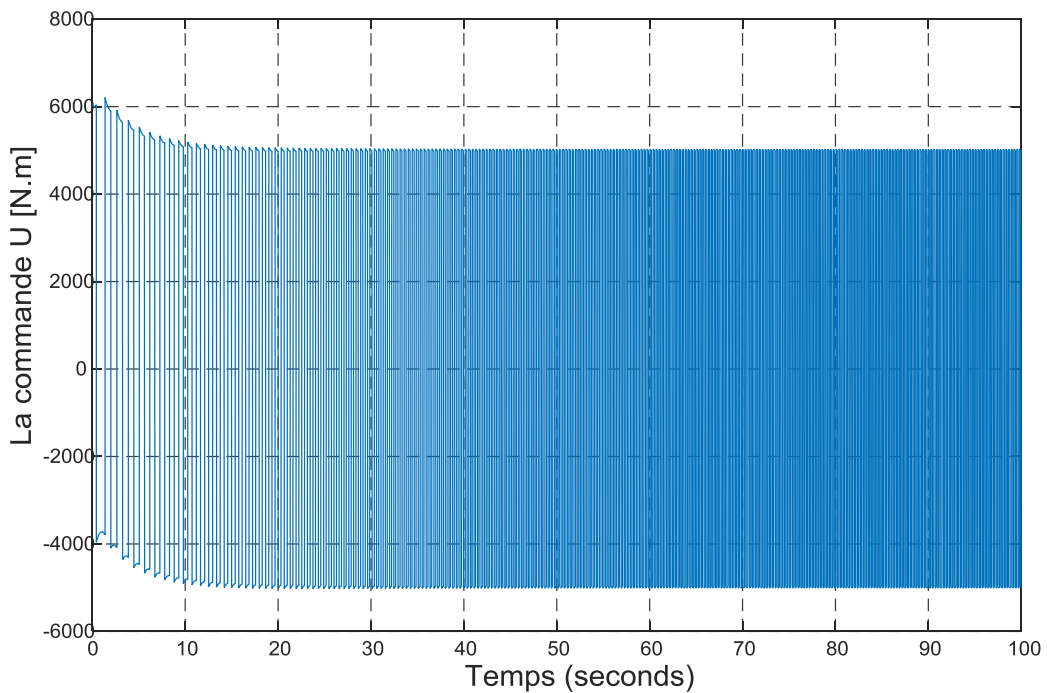


Figure IV.12: Signal de commande U par mode glissant.

La figure (IV.12) représente le signal de commande U [N.m] en fonction de temps (seconds). avec une amplitude de $6 \cdot 10^3$ [N.m] qui représente la valeur minimale d'énergie par rapport aux autres techniques. Qui se caractérise par des commutations à haute fréquence (Chattering).

Les raisons principales à l'origine de ce phénomène sont :

- ✓ Les retards de commutation au niveau de la commande.
- ✓ Les dynamiques non modélisées des capteurs et observateurs, qui retardent le moment où le régulateur prend conscience qu'il faut inverser la commande.
- ✓ Les dynamiques non modélisées des actionneurs et autres dynamiques rapides du système, qui retardent le moment où la commande est suffisamment forte pour rapprocher le système de la surface de glissement.

IV.5 Etude comparative

Dans le but de comparer les lois de commande réalisés, tous les résultats obtenus dans les sections précédentes sont récapitulés dans le tableau suivant :

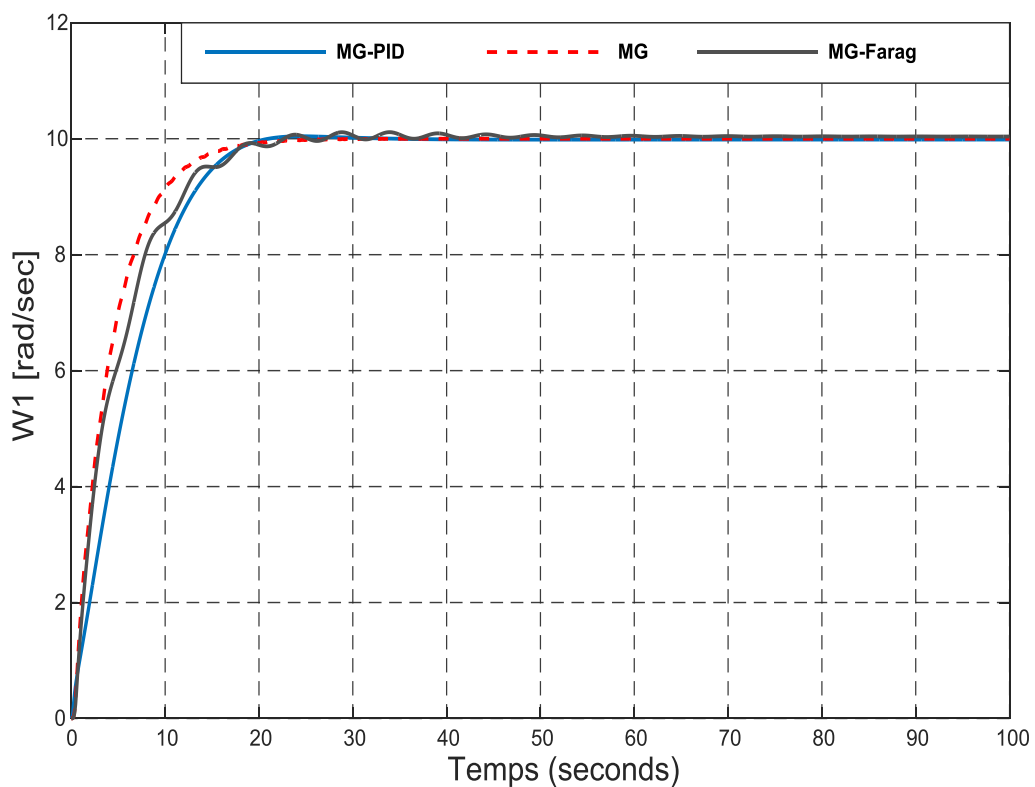


Figure IV. 13: Vitesse angulaire de trépan [rad/sec] pour chaque technique de commande par mode glissant en fonction du temps (seconds).

Tableau IV. 5 :Tableau de comparaison.

| | Temps de Réponse (5%) | Dépassement % | Erreur |
|--------------------------|-----------------------|---------------|--------|
| MG base PID _F | 13.8 s | 1.15 % | nul |
| MG base PID | 15.1 s | 0.42 % | nul |
| MG conventionnel | 12.09 s | nul | nul |

Il ressort du tableau comparatif que toutes les commandes par mode glissant ont contribué à éliminer l'erreur statique, avec l'apparition de petits dépassements qui n'existe pas (nul) dans le MG conventionnel proposé ce dernier présente le meilleur temps de réponse. Nous concluons que le contrôleur proposé est le meilleur, qui supprime les vibrations de phénomène stick slip avec un temps de réponse égale 12.09 s. cela est représenté dans la figure IV.13.

IV.6 La solution du problème de broutement « Chattering »

De nombreuses études ont été effectuées dans le but de réduire ou d'éliminer ce phénomène. En remplacement la fonction signe (s) par une fonction continue sat (s), cette solution porte aussi le nom de couche limite. Cette méthode est paramétrée par une constante positive à régler pour avoir un bon accordement entre réduction du (Chattering) et conservation de la robustesse. La figure (IV.14) donne le signal de commande U [N.m] en fonction de temps (seconds). On observe une amélioration au niveau de l'élimination des oscillations du phénomène de Chattering.

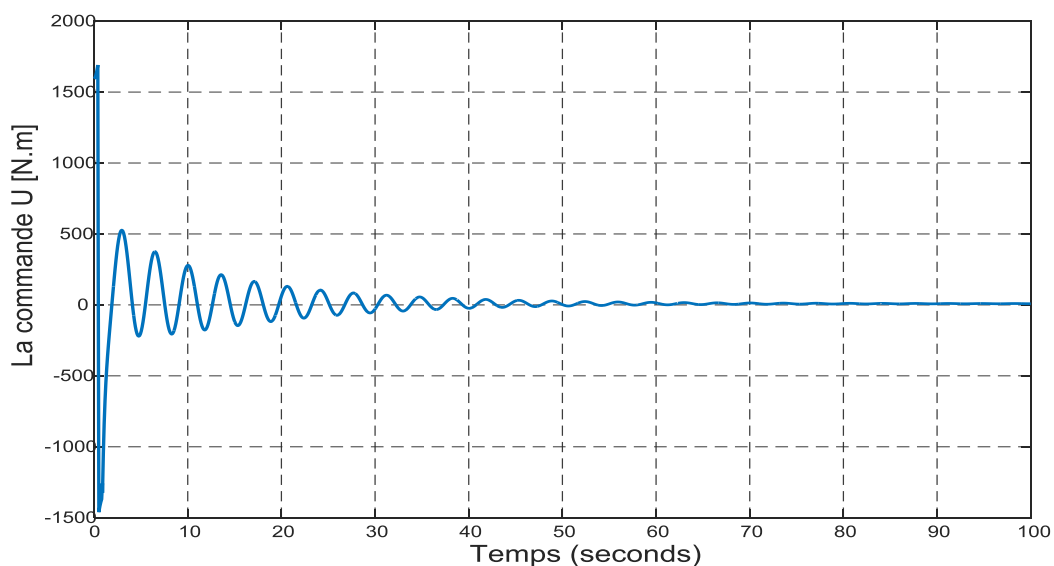


Figure IV. 14: Signal de la commande U après le changement de la fonction sign(s) par la fonction sat(s).

IV.7 Test de robustesse

Après l'apparition des derniers résultats satisfaisants de la commande proposé, nous avons effectué un test au système, où nous avons appliqué des perturbations externes sous forme d'un signal aditif au signal de commande pour vérifier sa robustesse, comme suit :

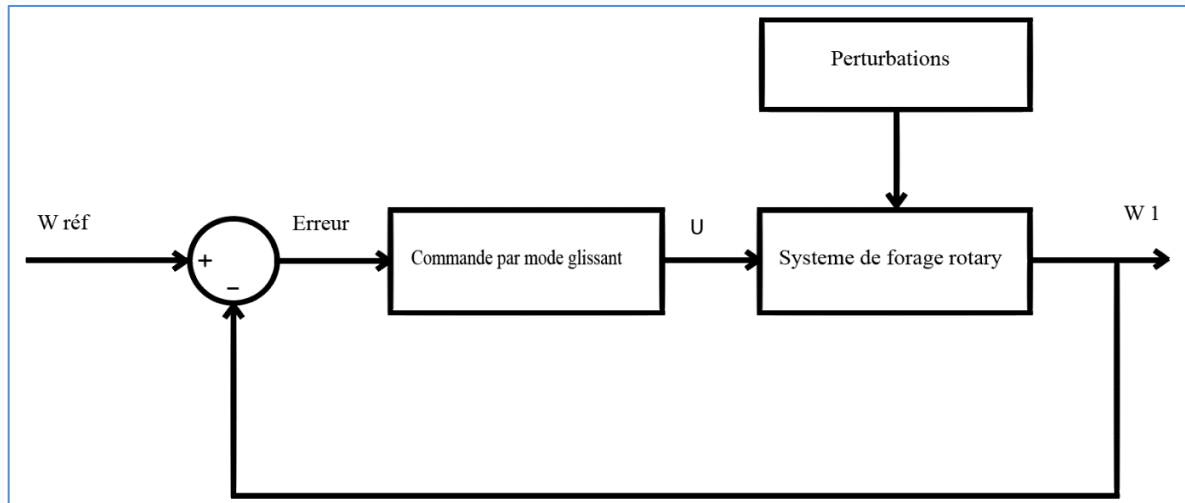


Figure IV.15: Schéma bloc du système avec la commande MG soumis à des perturbations.

Nous appliquant les mêmes perturbations au trois techniques de commande précédentes du mode glissant : basé PID (sans dérivation et avec dérivation), et (MG) proposé. On obtient les courbes suivantes :

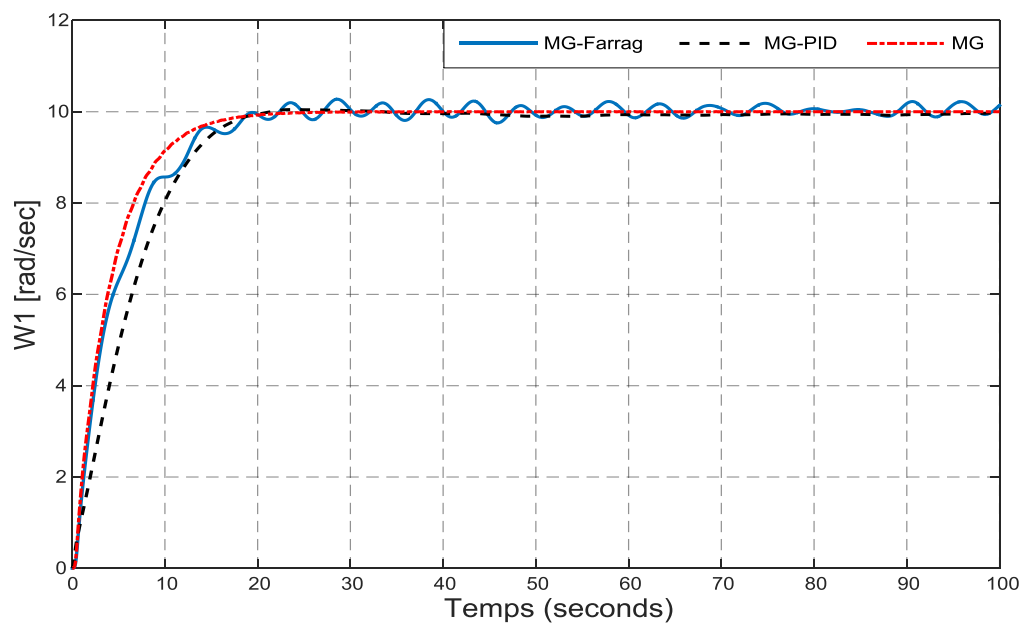


Figure IV.16: Comparaison entre les techniques de commandes après une application des perturbations.

On observe que les perturbations ajoutés au système de (MG-Farrag) sous forme d'un bruit blanc de 10^4 de puissance, permet aux oscillations d'apparaître même dans le régime statique, mais par rapport aux systèmes de (MG-PID) et le (MG) proposé on observe une robustesse vis-à-vis les perturbations avec un temps de réponse plus petit pour ce dernier mieux que les autres, et e, et ça prouve que le contrôleur proposé est robuste avec des meilleures performances.

IV.8 Conclusion

On a présenté dans ce chapitre les techniques de commandes non linéaires par mode glissant, à l'objectif d'une part de faire la convergence de la vitesse de rotation du trépan Ω_1 vers la vitesse de référence Ω_{ref} , et d'autre part de supprimer les oscillations de « stick-slip » qui sont très néfastes pour le trépan et qui par conséquent, rend l'opération de forage dans les puits de pétrole inefficace et très coûteux.

La commande par mode glissant de base PID à deux structures de surface de glissement a été présentée, d'où on a vu l'amélioration des performances du système avec l'ajout de la variation de l'erreur dans la surface de glissement, au prix d'une énergie de commande élevée et on a présenté la commande par mode glissant après la recherche d'un nouveau terme de $U_{\text{éq}}$.

Enfin, les résultats de cette application cela apparaît davantage lors de la réalisation d'un test de robustesse dans lequel nous avons ajouté des perturbations au niveau du système pour voir comment il gère les changements qui y sont apportés, ces résultats ont été décisifs en termes de performances temporelles et de robustesse par rapport aux autres structures du mode glissant réalisées et le PID classique qui présente ces limites lors de l'ajout des perturbations et le système perd de stabilité.

Conclusion générale

Conclusion générale

La problématique principale de cette mémoire réside dans le développement d'une loi de commande non-linéaire pour améliorer les performances du trépan et réduire le phénomène de « stick-slip ». Où l'on a appris en reconnaissant les vibrations qui peuvent se produire dans le système de forage que les vibrations de torsion sont responsables du phénomène de « stick-slip ». Notre étude des différentes forces de frottement qui jouent un rôle important dans la modélisation du système de forage, nous a conduits à adopter le modèle de ce dernier, qui ressort les raisons du phénomène de stick-slip et se rapproche ainsi au plus près du comportement réel du système de forage.

L'inconvénient des commandes linéaires classiques est qu'elles sont insuffisantes pour différentes conditions de fonctionnements des systèmes non linéaires et qui se caractérisent par des changements de paramètres au cours de leur fonctionnement, ce qui nous a conduits à essayer de développer de nouvelles lois de commande de type mode glissant, nous espérons qu'elles ne sont pas appliquées auparavant, à notre connaissance, pour résoudre ce problème. Les résultats de l'application des commandes (MG basé PID(F), MG basé PID, MG conventionnel) ont montré de bonnes interactions qui ont permis de réduire et d'éliminer le phénomène de stick-slip avec une amélioration significative en termes de réponses temporelles ainsi que de robustesse par rapport aux commandes linéaires classiques.

La comparaison entre les résultats récents des commandes non linéaires a montré une supériorité remarquable de la commande MG conventionnel, qui a donné des réponses temporelles et éliminé complètement le phénomène sans dépassement mieux que les autres, avec l'utilisation de réglages plus bas et plus petits que les autres. Pour effectuer une vérification complète de la robustesse de ce dernier contrôle, nous avons appliqué une application pratique où nous avons introduit des perturbations au niveau du système pour voir sa réaction, les résultats ont été positifs et satisfaisants, car le dernier contrôle traitait bien les perturbations, ce qui nous prouve le bien-fondé de la robustesse et de l'efficacité de ce contrôle.

Ce travail mis en œuvre nous a permis non seulement d'obtenir une réponse aux questions posées sur la résolution de ce phénomène et l'amélioration des performances de l'outil, mais aussi d'ouvrir des perspectives intéressantes dans la poursuite de ce travail, notamment sur les points suivants :

- La validation de cette méthodologie sur un système de forage réel.

-
- On peut envisager d'étendre la méthodologie de commande par mode glissant à d'autres formes de modèle de forage non linéaire.
 - Modélisation du système complète (Et présente tous les types des frottements) où le nombre de degrés de liberté sera élevé.

Bibliographie

- [1] FARAG Abdulgalil, “Commande non linéaire dans les systèmes de forage pétrolier: Contribution à la suppression du phénomène de « stick-slip »”, Thèse de doctorat, Université Paris XI Orsay, 2006.
- [2] GILLES Pelfrene, “Rôle du processus de forabilité des roches dans les vibrations de torsion des systèmes de forage pétrolier”, Thèse de Doctorat, “ École Nationale Supérieure des Mines de Paris”, 2010.
- [3] AMADOU-ABDOULAYA BA, “ Contribution à la surveillance d'un processus de forage pétrolier ”, Thèse de doctorat, Université Paris Tech, 2010.
- [4] TOUMI Samir, “Contribution à la suppression du phénomène stick slip et à la construction d’un observateur de dimension infinie en forage pétrolier”, Thèse de doctorat, Université Paris-Saclay; Université de Carthage (Tunisie), 2017.
- [5] “ Shlumberger, Document Technique ”, <https://www.slb.com/-/media/files/drilling/brochure/drillstring-vib-br>.
- [6] BASTIEN Borsotto, “ Modélisation, Identification et commande d’un organe de friction Application au contrôle d’un système d’embrayage et au filtrage d’cyclismes par glissement pilote”, Thèse de doctorat, Université Paris Sud - Paris XI, 2008.
- [7] MARTHA Belem, SALDIVAR Marquez, ISLAM Boussaada ,HUGUES Mounier, SILIU-IULIAN Niculescu , “Analysis and Control of Oilwell Drilling Vibrations” Edition: geokniga, 2015.
- [8] KARL JOHAN Åström, (1998). “Control of systems with friction”, Department of Automatic Control Lund Institute of Technology, Lund, SWEDEN, 1998.
- [9] RIANE Rami, “ Contribution à la synthèse d’observateur adaptatif à entrées inconnues d’un système de forage rotary : simulations sous LabVIEW ”, Mémoire de Magister, Université de Boumerdès, 2014.
- [10] “ Université Biskra, Chapitre mode glissant ” <http://thesis.univ-biskra.dz/1152/6/Chapitre%2003.pdf>.
- [11] BENAZIZA Walid, “ Commande par modes glissants du suivi de trajectoires pour un robot mobile”, Mémoire de Magister, Université de Batna, 2015.

- [12] SAHRAOUI Mebarek, “ Commandes non linéaires de la machine asynchrone”, Mémoire de Master, Université de M’sila, 2013.
- [13] AMMAR SI Ammour, “Contribution à la commande par modes glissants d’ordre fractionnaire ”, Thèse de doctorat, Université Tizi-Ouzou,2011.
- [14] SAIBI Hayat, KASSOURI Dalila, “ Commande par mode glissant d’ordre fractionnaire d’un réseau électrique”, Mémoire de Master, Université de Tizi-Ouzou, juin 2018.
- [15] BEDDIAR Ibrahim, HIDEB Youcef, “ Commande par mode glissement d’un moteur asynchrone alimenter par un onduleur a trois niveau ”, Mémoire de Master, Université de Ouargla, juin 2017.
- [16] ZOUAOUI Yamina, “Commande par mode glissant des courants statoriques de la machine asynchrone ”, Mémoire de Magister, Université de Setif,2010.
- [17] KAPLAN J, “ Modélisation tridimensionnelle du comportement directionnel du système de forage Rotary ”, Thèse de doctorat, École nationale supérieure des mines de Paris, 2003.
- [18] Navarro-López, E., & Suárez, R., “Practical approach to modelling and controlling stick-slip oscillations in oilwell drillstrings”. In: Proceedings of the 2004 IEEE International Conference on Control Applications. (pp. 1454–1460), 2004.