



UNIVERSITÉ M'HAMED BOUGARA-BOUMERDÈS
Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie

Mémoire de Magister

Présenté par

M. Riane Rami

Filière : Génie Électrique/Automatique
Option : Automatique et Informatique Industrielle

Thème

**Contribution à la Synthèse d'Observateur Adaptatif à
Entrées Inconnues d'un Système de Forage Rotary :
Simulations sous Labview**

Devant le jury :

Habbi Hacene	MC/A	UMBB	Président
Kidouche Madjid	Professeur	UMBB	Rapporteur
Chaib Ahmed	MC/A	UMBB	Examineur
Illoul Rachid	MC/A	ENPA	Examineur

ملخص

خلال عمليات التنقيب عن النفط، قد تحدث اهتزازات شديدة اثناء العملية، هذه الاهتزازات غير المرغوبة فيها تؤدي إلى فشل مبكر على مستوى سلسلة أنابيب الحفر وعلاوة على ذلك ، فإنها تقلل من فعالية عملية الحفر. هناك ثلاث فئات من الاهتزازات : الاهتزازات المحورية ، الاهتزازات الالتوائية والاهتزازات الجانبية .

هنا في هذا العمل، نحاول تقديم نموذج يمثل سبب حدوث الاهتزازات الالتوائية ويمثل هذه الظاهرة اقرب ما يكون الى الواقع. من أجل ذلك نقدم في هذا العمل نمودجا للتفاعل بين الصخور وأداة الحفر، كذلك نمودجا لنظام الحفر الدوار، كما تم تصميم مراقب لتقدير سرعة أداة الحفر أساسا. المراقب المقترح في هذا لعمل هو بديل فعال واقتصادي لأنظمة القياس المكلفة المستخدمة حديثا في أنظمة التنقيب عن النفط

كلمات مفتاحية:

الحفر الدوار، أنابيب الحفر، اهتزاز أنابيب الحفر، عزم الدوران على أداة الحفر، مراقب ذو مدخلات غير معروفة، مراقب تلاؤمي.

RÉSUMÉ

Lors des opérations de forage pétrolier, de violentes vibrations peuvent se produire dans le train de tiges de forage, ces vibrations indésirables conduisent à une fatigue accrue des garnitures de forage qui peut provoquer leur rupture prématurée. En outre, elles réduisent l'efficacité du processus de forage. On distingue trois classes de vibrations parasites répertoriées suivant leurs plans d'évolution, à savoir : les vibrations axiales (bit-bounce), les vibrations de torsion (stick-slip) , les vibrations latérales (whirl).

Le travail effectué dans le cadre de ce mémoire consiste à comprendre l'un de ces vibrations, c'est les vibrations de torsion causées par le phénomène Stick-Slip aussi connu par le phénomène de collé-glissé ou adhérence–glissement. A cet effet un modèle de contact outil-roche est donné, ainsi celui du système de forage rotary, une synthèse d'un observateur adaptatif à entrée inconnue est faite, cet observateur à pour objectif en premier lieu, l'estimation de la vitesse de rotation de l'outil de forage.

L'observateur proposé dans ce mémoire constitue une alternative efficace et économique aux systèmes de mesure embarqués utilisés récemment dans les forages pétroliers. Cet observateur est testé sous l'environnement Labview

Mots clés :

Forage rotary, vibrations des tiges de forage, stick-slip, outils de forage, modèle d'interaction outil-roche, couple sur l'outil, observateurs à entrées inconnues, observateur proportionnel intégral, observateurs adaptatifs.

ABSTRACT

During oil-well drilling operations, severe vibrations may occur in this process. These vibrations lead to increased fatigue of the drill-string which can cause premature failure. Furthermore, they reduce the effectiveness of the drilling process. There are three classes of vibrations listed according to their plans of development : the axial vibrations (bit-bounce), torsional vibrations (stick-slip) and lateral vibrations (whirl).

Here in this work, we try to understand one of these vibrations, it is the torsional vibrations caused by the stick-slip phenomenon. For this purpose a model of the bit-rock interaction is given, also the rotary drilling system. An adaptive unknown input observer is designed to estimate mainly the speed of the drill bit.

The observer proposed in this work is an efficient and economical alternative to embedded measurement systems used in oil-well drilling systems recently. This observer is tested under the Labview environment.

Key words:

Rotary drilling, drill pipe vibrations, stick-slip, PDC drill bit, bit-rock interaction, torque on bit, unknown input observers, proportional integral observer, adaptive observers.

TABLE DES MATIÈRES

Introduction Générale.....	1
CHAPITRE 1:Généralités sur le forage rotary.....	3
1.1 Introduction	3
1.2 Principe et description générale.....	3
1.2.1 Installation de forage.....	5
1.2.2 Garniture de forage.....	5
1.3 Équipements de Forage Rotary.....	6
1.3.1 Équipement de levage.....	7
a)Le mât.....	7
b)Le treuil (Draw-works).....	8
c)Le palan.....	8
1.3.2 Équipement de rotation.....	8
a)Tige d'entraînement (Kelly).....	9
b)Table de rotation (Rotary table).....	9
c)Tête d'injection motorisée (Top Drive, Direct Drive).....	10
1.3.3 Équipement de pompage et de circulation.....	10
1.3.4 Système de production d'énergie.....	11
1.3.5 Poste de contrôle.....	12
1.3.6 Système de sécurité (Blow Out Preventer).....	12
1.3.7 Outils de forage (Trépans).....	13
a)Outil tri-cônes (à molette).....	13
b)Outil monobloc (à diamant).....	14
1.3.8 Garniture de forage.....	14
a)Masse tige (Drill collar).....	14
b)Tige de forage (drill pipe).....	15
c)BHA (Bottom Hole Assembly).....	15

d) Les équipements auxiliaires.....	15
1.4 Vibrations de la garniture de forage.....	16
1.4.1 Vibrations axiales (bit-bounce).....	16
1.4.2 Vibrations latérales (Bending, whirl).....	17
1.4.3 Vibrations de torsion (Stick-Slip).....	17
1.5 Les enjeux de la maîtrise des vibrations [13].....	18
1.6 Paramètres de consigne de forage.....	19
1.6.1 Le poids sur l'outil (WOB, Weight On Bit).....	19
1.6.2 La vitesse de rotation.....	19
1.6.3 Le couple.....	19
1.7 Conclusion.....	20
CHAPITRE 2: Modélisation du système de forage rotary.....	21
2.1 Introduction.....	21
2.2 Modélisation du contact Outil-Rochet.....	22
2.2.1 Processus de coupe.....	23
2.2.2 processus de frottement sec.....	24
2.3 Modélisation de la dynamique de la garniture.....	25
2.3.1 Dynamique du BHA.....	25
2.3.2 Dynamique du Top Drive.....	26
2.4 Mise sous forme d'état et simulations.....	30
2.4.1 Mise sous forme d'état.....	30
2.4.2 Résultats de simulations.....	31
2.5 Conclusion.....	36
CHAPITRE 3: Synthèse d'observateurs.....	37
3.1 Introduction.....	37
3.2 Quelques définitions relatives aux observateurs.....	38
3.3 Observateurs de systèmes linéaires.....	39
3.3.1 Placement de pôle et convergence.....	42
3.4 Observateurs des systèmes à entrées inconnues.....	42
3.4.1 Observateur à entrées inconnues (OEI) d'ordre plein.....	43
a) Synthèse d' OEI d'ordre plein.....	44
b) Exemple d'application.....	46
3.4.2 Observateur Proportionnel Intégral (OPI).....	49

a) Synthèse d' OPI pour un système à entrées inconnues.....	50
b) Exemple d'application.....	52
3.5 Observateur adaptatif pour les systèmes MIMO paramétriques.....	54
a) Synthèse d' observateurs adaptatifs.....	55
b) Exemple d'application.....	57
3.6 Conclusion.....	59
CHAPITRE 4: Synthèse d'observateur adaptatif à entrées inconnues	60
4.1 Introduction.....	60
4.2 Synthèse de l'observateur	60
4.3 Résultats de simulation.....	63
4.3.1 Simulation sans adaptation paramétrique.....	64
4.3.2 Simulation avec adaptation paramétrique	66
4.3.3 Simulation avec adaptation paramétrique sous une entrée perturbée.....	68
4.4 Conclusion.....	70
Conclusion générale et perspectives.....	71
ANNEXE A.....	73
ANNEXE B.....	82
ANNEXE C.....	84

LISTE DES FIGURES

Fig. 1.1: Plate forme de forage Rotary.....	4
Fig. 1.2: Garniture de forage.....	5
Fig. 1.3: Description d'un équipement de forage.....	6
Fig. 1.4: Mât d'appareil de forage.....	7
Fig. 1.5: Tige d'entraînement.....	9
Fig. 1.6: Nomenclature de la table de rotation.....	9
Fig. 1.7: Top drive.....	10
Fig. 1.8: Circulation de la boue.....	11
Fig. 1.9: bloc obturateur de puits.....	12
Fig. 1.10: Outil tri-cônes.....	13
Fig. 1.11: Outil monobloc.....	14
Fig. 1.12: Assemblage de fond.....	15
Fig. 1.13: Raccords (tool-joint).....	15
Fig. 1.14: Vibrations de la garniture de forage.....	16
Fig.1.15: Vibration Stick-Slip.....	17
Fig. 2.1: Outil de forage PDC	22
Fig. 2.2: Couple résistant sur un seul taillant de l'outil.....	23
Fig. 2.3: Profil de passage d'un outil PDC.....	23
Fig. 2.4: Modèle de frottement donné par KARNOPP.....	24
Fig. 2.5: Modèle de torsion de la garniture de forage.....	27
Fig. 2.6: Attachement de la tige de forage au réducteur	28
Fig. 2.7: Schéma électrique de l'induit d'un moteur DC.....	29
Fig. 2.8: Diagramme structurel du modèle (2.14).....	31
Fig. 2.9: Les entrées du système de forage rotary.....	32
Fig. 2.10: Vitesses de rotation à la surface (Ω_t) et de BHA (Ω_b).....	33
Fig. 2.11: Couple résistant sur l'outil.....	33
Fig. 2.12: Les entrées du système de forage rotary.....	34

Fig. 2.13: Vitesses de rotation à la surface (Ω_t) et de BHA (Ω_b).....	34
Fig. 2.14. Couple résistant sur l'outil.....	34
Fig.2.15: Vitesse de rotation à la surface (Ω_t) et de BHA (Ω_b) avec $C_t=63,54$ et $C_b=56,85$ ($\eta= 50$ mPa.s). ..	35
Fig.2.16: Vitesse de rotation à la surface (Ω_t) et de BHA (Ω_b) avec $C_t=95,98$ et $C_b=102,32$ ($\eta= 90$ mPa.s).....	35
Fig. 3.1 : Principe d'un observateur.....	37
Fig. 3.2: Schéma de principe d'un Observateur à Entrées Inconnues.....	43
Fig. 3.3: Schéma fonctionnel d'un OEI d'ordre plein.....	44
Fig. 3.4: Estimation et erreur d'estimation du 1er état.....	48
Fig. 3.5: Estimation et erreur d'estimation du 2eme état	49
Fig. 3.6: Estimation et erreur d'estimation du 3eme état	49
Fig. 3.7: Schéma fonctionnel d'un OPI.....	51
Fig. 3.8: Estimation et erreur d'estimation du 1er état	53
Fig. 3.9: Estimation et erreur d'estimation du 2eme état	53
Fig. 3.10: Estimation et erreur d'estimation du 3eme état	54
Fig. 3.11: Estimation des entrées inconnues.....	54
Fig. 3.12: Schéma fonctionnel de l'observateur adaptatif (3.36). ' $\varphi(t)=0$ '.....	56
Fig. 3.13: Tension d'entrée du moteur DC.....	58
Fig. 3.14 : Le courant rotorique et l'erreur d'estimation.....	58
Fig. 3.15 : La vitesse de rotation et l'erreur d'estimation.....	58
Fig. 3.16 : Paramètre à estimer et le paramètre estimé.....	59
Fig. 4.1: Diagramme structurel du modèle (4.1).....	61
Fig. 4.2: Schéma de principe de l'observateur (4.6).....	64
Fig. 4.3: Entrées du système de forage rotary.....	64
Fig. 4.4: Vitesse de rotation à la surface et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite).....	65
Fig. 4.5: Vitesse de rotation de BHA et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite).....	65
Fig. 4.6: Courant rotorique et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite).....	65
Fig. 4.7: Couple sur l'outil et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite).....	65
Fig. 4.8: Entrées du système de forage rotary.....	66
Fig. 4.9: Vitesse de rotation à la surface et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite).....	66
Fig. 4.10: Vitesse de rotation du BHA et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite).....	67
Fig. 4.11: Courant rotorique et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite).....	67
Fig. 4.12: Couple sur l'outil et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite).....	67
Fig. 4.13: Paramètres exactes et paramètres estimés.....	68

Fig. 4.14: Entrées du système de forage rotary.....	68
Fig. 4.15: Vitesse de rotation à la surface et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite).....	69
Fig. 4.16: Vitesse de rotation de BHA et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite)	69
Fig. 4.17: Courant rotorique et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite).....	69
Fig. 4.18: Couple sur l'outil et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite).....	69
Fig. 4.19: Paramètres exacte et paramètres estimées.....	70

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Le forage est la clé de toute prospection pétrolière. Cette étape représente le principal et l'essentiel du coût total d'une installation (~2/3) [42]. Dans le but de minimiser ce coût, il est crucial de souligner que la réduction du temps de forage ainsi que la préservation des équipements sont les objectifs de toutes interventions.

Un système de forage est un ensemble structurel dont l'objectif est de détruire de la matière, en générale la roche [14]. Ce processus (le forage) évolue dans un milieu invisible et imprédictible, l'opérateur de forage (the driller) peut se retrouver dans une situation complexe où les dynamiques générées par le processus et celles de la roche sont couplées et les phénomènes physiques mal maîtrisés. L'obtention des performances désirées est guidée par l'intuition et l'expérience de l'opérateur qui ajuste les variables de forage pour parvenir aux rendements escomptés. La compréhension des phénomènes physiques régis par les processus de forage a nécessité le développement de modèles décrivant leurs comportements. L'apparition d'une technologie télémétrique sophistiquée et transmettant des données à des fréquences satisfaisantes a simplifié l'analyse et l'interprétation des mesures réalisées en temps-réel [1].

Durant l'opération de forage pétrolier, les vibrations causent des problèmes majeures à tout le processus, pénalisant ainsi l'avancement axial qui représente la performance instantanée du système. Le train de tige peut subir divers types de vibrations. On distingue en général ces vibrations selon leurs directions, l'excès de ces vibrations mène à des phénomènes de: bit-bounce (vibrations axiales), stick-slip (vibrations de torsion), whirl (vibrations latérales) [41][13]. Ces phénomènes ont des conséquences néfastes telles que l'endommagement de l'outil de forage, l'accélération de la fatigue de la garniture, réduisant ainsi la vitesse d'avancement.

Le Stick-Slip, aussi connu par le phénomène de collé-glissé [14] ou adhérence–glissement [34][13], est une vibration de torsion auto-entretenu qui se manifeste fréquemment dans le train de tiges d’une structure de forage pétrolier . L’utilisation d’outils de forage monoblocs à taillant accentue ce phénomène. L’existence d’un tel régime d’instabilité est souvent interprétée comme étant la manifestation d’une loi d’interface outil-roche, caractérisée par une diminution du couple résistant à l’outil avec la vitesse de rotation [34] (loi de frottement sec), soutenue par l’élasticité des tiges de forage.

Le travail effectué dans le cadre de ce mémoire consiste à donner un modèle qui représente la dynamique de la garniture de forage en présence de ce phénomène (stick-slip). A cet effet une modélisation du système de forage rotary est faite, un modèle de contact outil-roche est donné, par la suite on a proposé un observateur qui a pour objectif en premier lieu l'estimation de la vitesse de rotation de l'outil de forage, et d'autres grandeurs qui vont être mentionner prochainement. L'observateur proposé dans ce mémoire constitue une alternative efficace et économique aux systèmes de mesure embarqués utilisés récemment dans les forages pétroliers. Cet observateur est testé par simulation sous l'environnement Labview

CHAPITRE 1:

GÉNÉRALITÉS SUR LE FORAGE ROTARY

1.1 Introduction

Un processus de forage est un dispositif qui assure l'extraction de la matière pour réaliser un puits [1]. Un grand nombre de puits modernes sont des puits forés, par percussion d'un outil dans le sol ex: le Battage-Havage, ou par l'action rotative d'un outil coupant tournant autour d'un axe vertical ex: Tarière, Rotary, ou bien une combinaison des deux actions ex: Marteau fond trou. Dans l'industrie pétrolière le système de forage le plus répandu se nomme : système de forage ROTARY.

Dans ce chapitre, on présente une description générale de ce système de forage rotary, ses principaux organes, ainsi que les différents type de vibrations pouvant se produire lors de la phase de forage, notamment les vibrations de torsion provoquées par le phénomène Stick-Slip.

1.2 Principe et description générale

La méthode Rotary consiste à utiliser des trépan à dent type tri-cône ou des trépan monoblocs comme les outils diamant ou PDC (polycristallin diamond composite). Sur lesquels on applique une force procurée par un poids tout en les entraînant en rotation. L'avantage de cette technique et de pouvoir injecter en continu un fluide au niveau de

l'outil destructif de la formation pour emporter les débris hors du trou grâce au courant ascensionnel de ce fluide vers la surface [30]. Un système de forage Rotary est composé de deux parties: l'installation de forage et la garniture de forage [14][30].

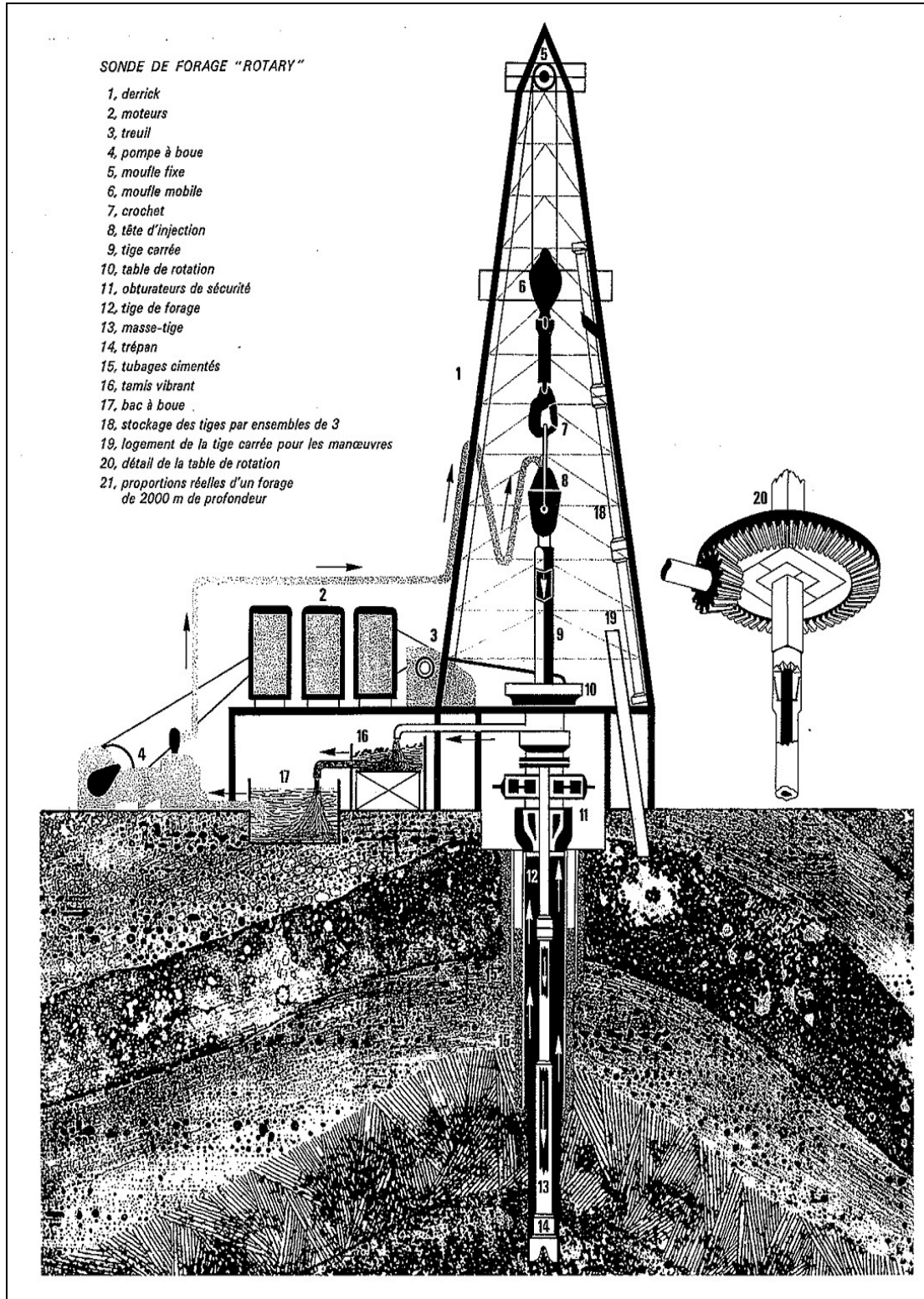


Fig. 1.1: Plate forme de forage Rotary[30]

1.2.1 Installation de forage

L'installation de forage est la partie située à la surface du sol, elle comprend plusieurs modules: le système hydraulique (pompe et bac à boue), le système d'alimentation (moteurs), les obturateurs (blow-out preventers), la table de rotation, les réserves des tiges de forage ainsi que le système de suspension qui renferme le derrick [1] . L'installation doit assurer les trois fonctions suivantes [20] :

- un poids à l'outil;
- une rotation de l'outil;
- une injection du fluide de forage.

1.2.2 Garniture de forage

La garniture est la partie descendante dans le puits, elle est désignée aussi par arbre de forage, en raison de la mécanique de liaison qu'elle établit entre la motorisation rotative en surface (table de forage) et le trépan, elle correspond à la partie opérative dans le puits. Elle effectue plusieurs tâches dont la transmission de l'énergie nécessaire à la désagrégation de la roche, le guide et le contrôle de la trajectoire du puits, la transmission de la force de poussée, ainsi que la circulation du fluide de forage. Elle est constituée essentiellement des masses tiges (Drill Collars) et des trains de tiges (Dill pipes). A cela se greffent des accessoires tels que les stabilisateurs des masses tiges, les amortisseurs de choc, les systèmes de mesures etc [1] .

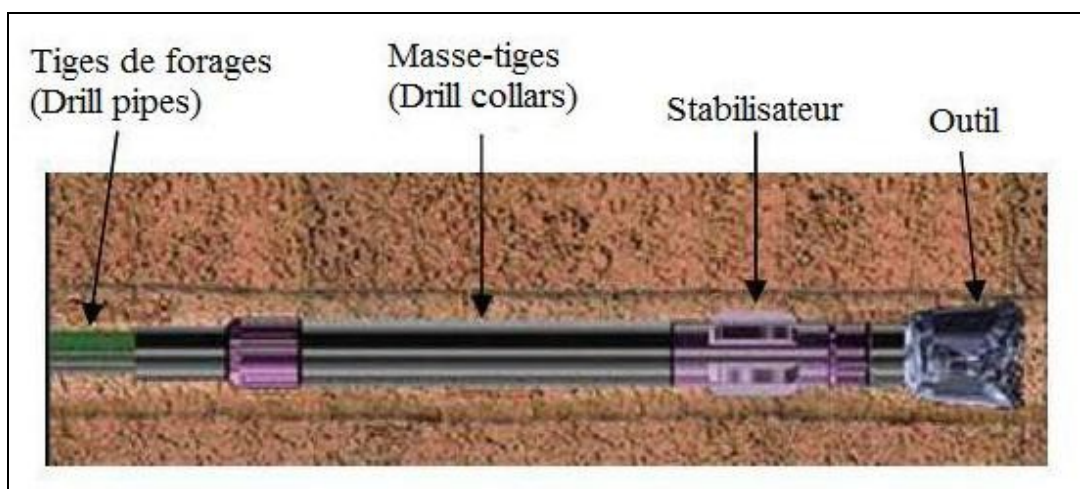


Fig. 1.2: Garniture de forage

1.3 Équipements de Forage Rotary

Les équipements de forage englobent les équipements de la surface (l'installation) et ceux de fond (la garniture) assurant les fonctions suivantes: Levage, Rotation, Pompage, circulation, Mécanisation, le Contrôle et la Sécurité.

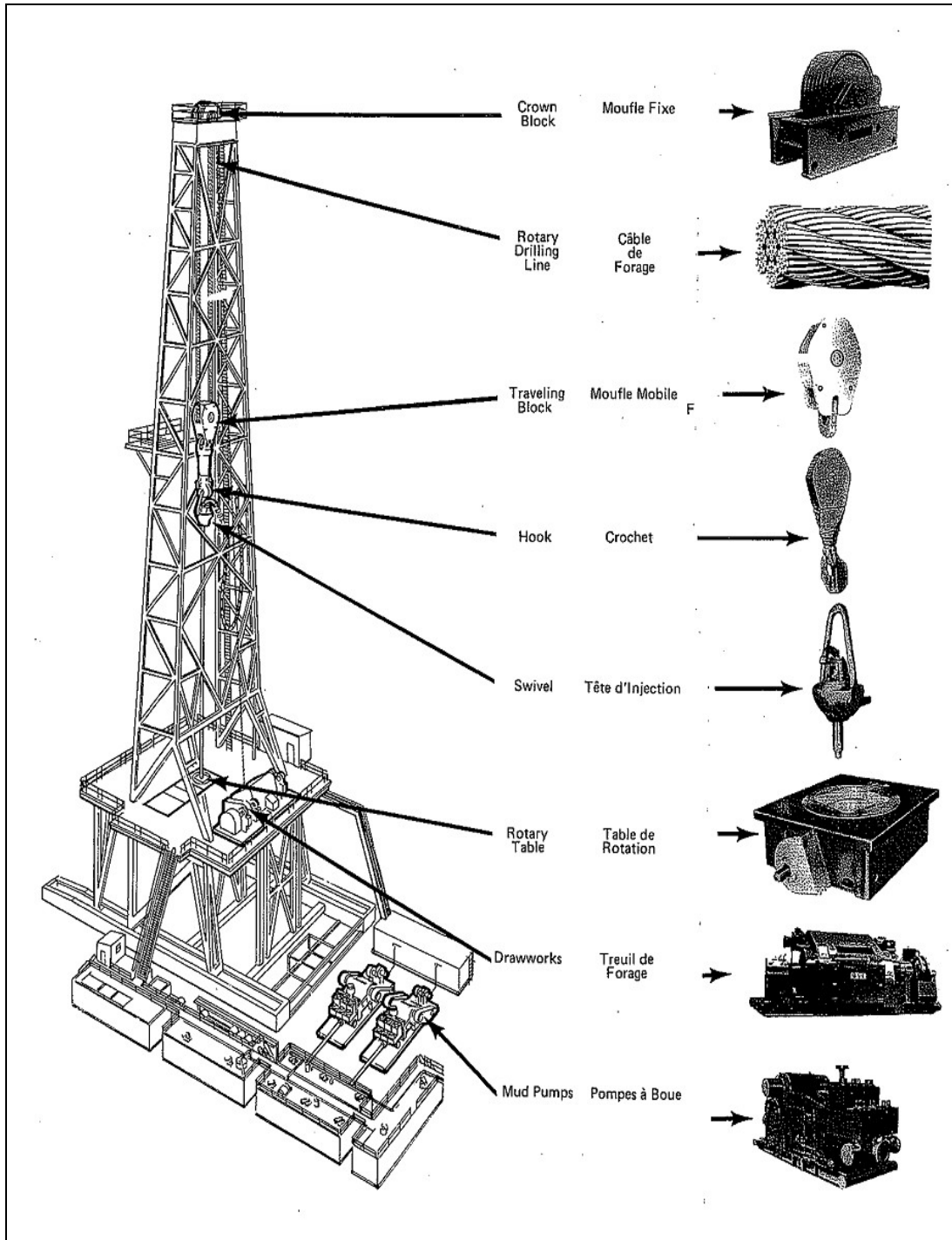


Fig. 1.3: Description d'un équipement de forage[30]

1.3.1 Équipement de levage

Pour soulever la garniture de forage, il faut utiliser une grue de grande capacité, car la garniture de forage peut atteindre un poids supérieur à 150 tonnes. Cette grue est constituée: d'un mât, d'un treuil, d'un palan comprenant les moufles fixe et mobile et le câble [8].

a) Le mât

C'est une structure en forme de A. Il a la particularité d'être articulé à sa base ce qui lui permet d'être assemblé ou démonté horizontalement puis relevé en position verticale en utilisant le treuil de forage et un câble de relevage spécial [30].

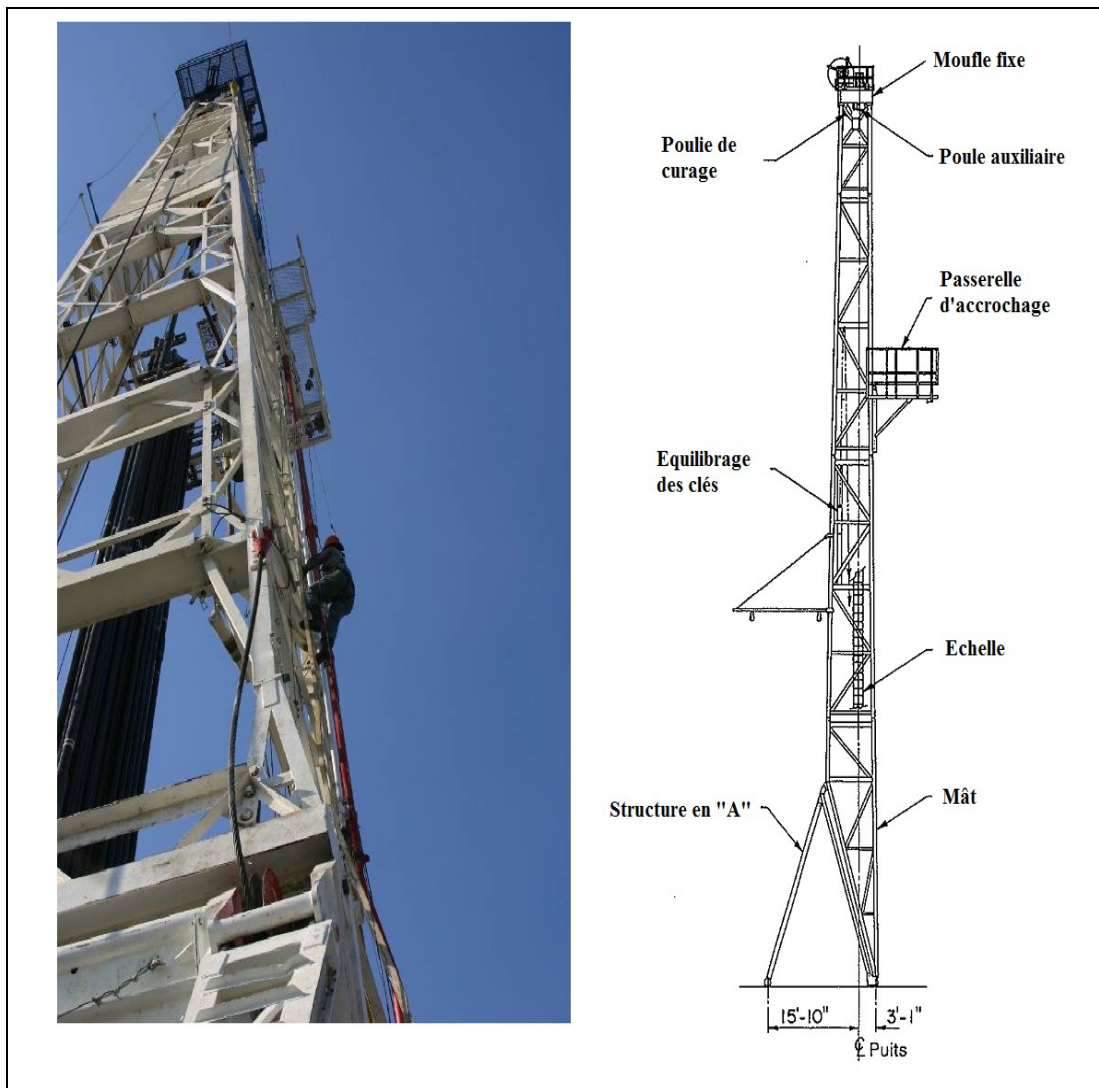


Fig. 1.4: Mât d'appareil de forage

b) Le treuil (Draw-works)

Le treuil étant l'un des principaux équipements utilisés dans le forage des puits il est considéré comme le cœur d'un appareil de forage, puisque c'est la capacité du treuil qui caractérise la classe de profondeur des forages que l'on pourra effectuer [8]. Il doit assurer [17][8] :

- Le levage de la garniture de forage et du tubage,
- Sur certains appareils, il assure l'entraînement de la table de rotation par l'intermédiaire de cardans ou de chaînes de pignons,
- L'entraînement d'un arbre secondaire permettant de dévisser et visser les tiges et les tubages.

c) Le palan

C'est un mécanisme de transmission du mouvement constitué de deux moufles, l'un fixe, l'autre mobile, contenant chacun un nombre arbitraire de poulies, et d'une corde qui les relie. Il sert à réduire l'effort nécessaire (ou démultiplier la force utilisée) pour rapprocher les deux groupes de poulies [42], il comprend [8] :

- Le moufle fixe (crown block): formé d'un certain nombre de poulies et placé au sommet du mât, il possède une poulie de plus que le moufle mobile,
- Le moufle mobile (travelling block) : formé également d'un certain nombre de poulies par lesquelles passe le câble de forage, il se déplace sur une certaine hauteur entre le plancher de travail et le moufle fixe. Il comporte à sa partie inférieure un crochet (hook) qui sert à la suspension de la garniture pendant le forage,
- Le câble: il est constitué de plusieurs torons disposés en spirale autour d'une âme, chaque toron est lui-même constitué de plusieurs fils calibrés, également disposés en hélice sur plusieurs couches.

1.3.2 Équipement de rotation

Il est constitué d'une table de rotation, d'une tige d'entraînement à section carré (kelly) ainsi que d'une tête d'injection qui peut être motorisée (Top Drive).

a) Tige d'entraînement (Kelly)

De section carrée, hexagonale ou triangulaire, elle est entraînée en rotation par la table.

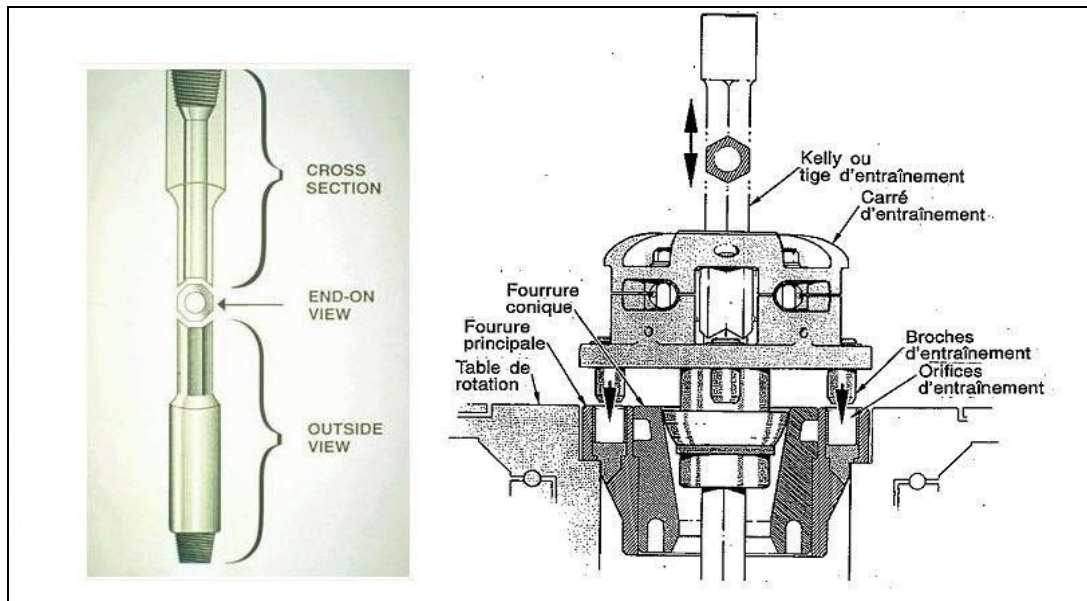


Fig. 1.5: Tige d'entraînement

b) Table de rotation (Rotary table)

Pour faire tourner l'outil, on visse au sommet des tiges, de forme cylindrique, une autre tige de section carrée ou hexagonale, appelée tige d'entraînement (kelly), et on l'introduit dans un moyeu appelé table de rotation, elle tourne à des vitesses 40 à 500 tr/min [8].

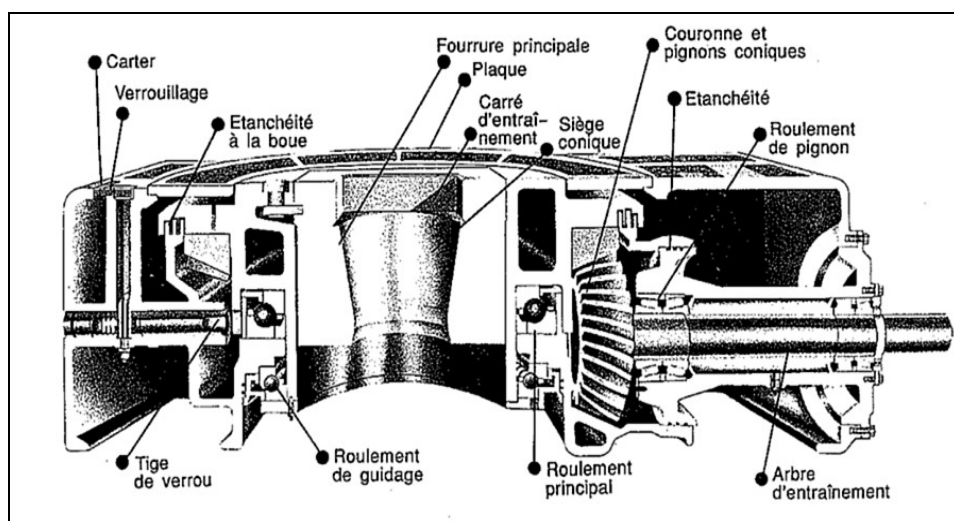


Fig. 1.6: Nomenclature de la table de rotation[30]

c) Tête d'injection motorisée (*Top Drive, Direct Drive*)

Comme son nom l'indique, il s'agit d'une tête d'injection qui remplit les mêmes rôles que les tête d'injection conventionnelles (assurer le passage de la boue de forage venant d'une conduite fixe des flexibles d'injection dans une conduite animée d'un mouvement de rotation[8]), mais en plus, sert de transmission mécanique sur l'arbre rotatif. La motorisation peut être par moteur électrique ou bien par moteur hydraulique, cette dernière version moins traditionnelle nécessite l'installation d'une unité hydraulique spécifique [30]. Ainsi, on n'a besoin ni de la tige d'entraînement ni de la table de rotation pour faire tourner la garniture, c'est le top drive qui s'en charge [17].

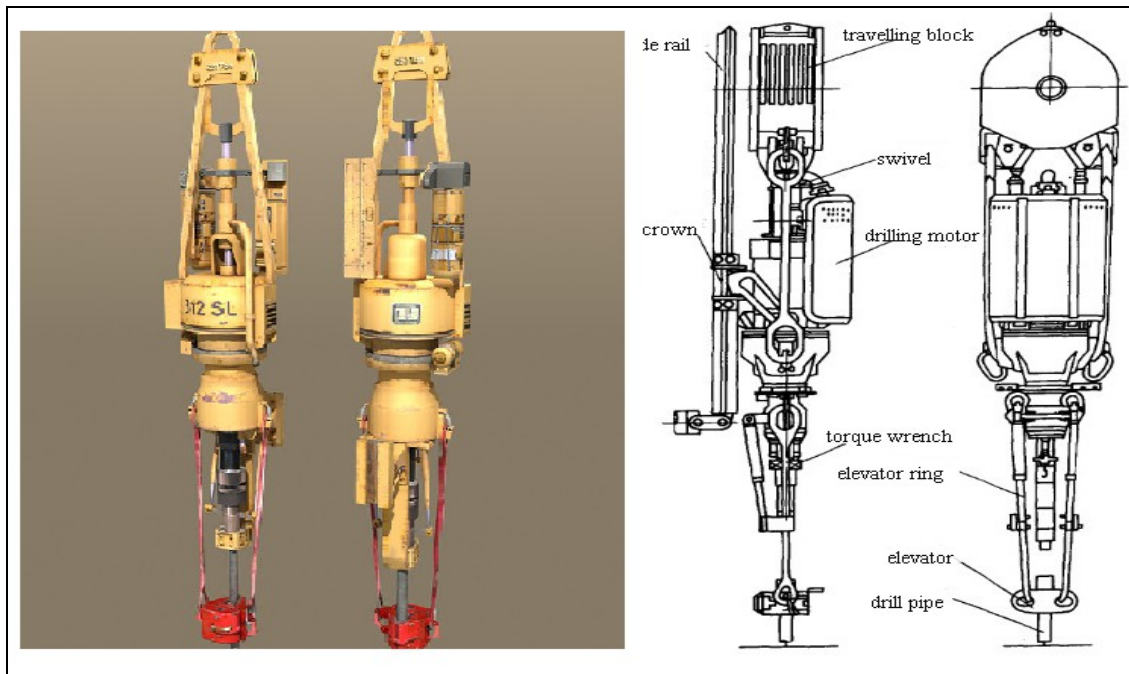


Fig. 1.7: Top drive

1.3.3 Équipement de pompage et de circulation

Les équipements de pompage et de circulation assure l'acheminement du fluide de forage (la boue) depuis l'aspiration de la pompe jusqu'au retour aux bassins. La boue est fabriquée dans des bassins de grande capacité, elle est ensuite aspirée par des pompes (pompes à boue) et refoulée dans les tiges creuses (au niveau de la tête d'injection), elle descend le long de la garniture de forage, sort par les orifices de l'outil, remonte dans l'espace annulaire entre la garniture de forage et le puits jusqu'en surface. Là, elle est

recueillie dans un tube vertical (tube fontaine), puis acheminée par un autre horizontal (goulotte) vers des tamis vibrants, pour être débarrassée des déblais, avant d'être réinjectée dans le puits [8].

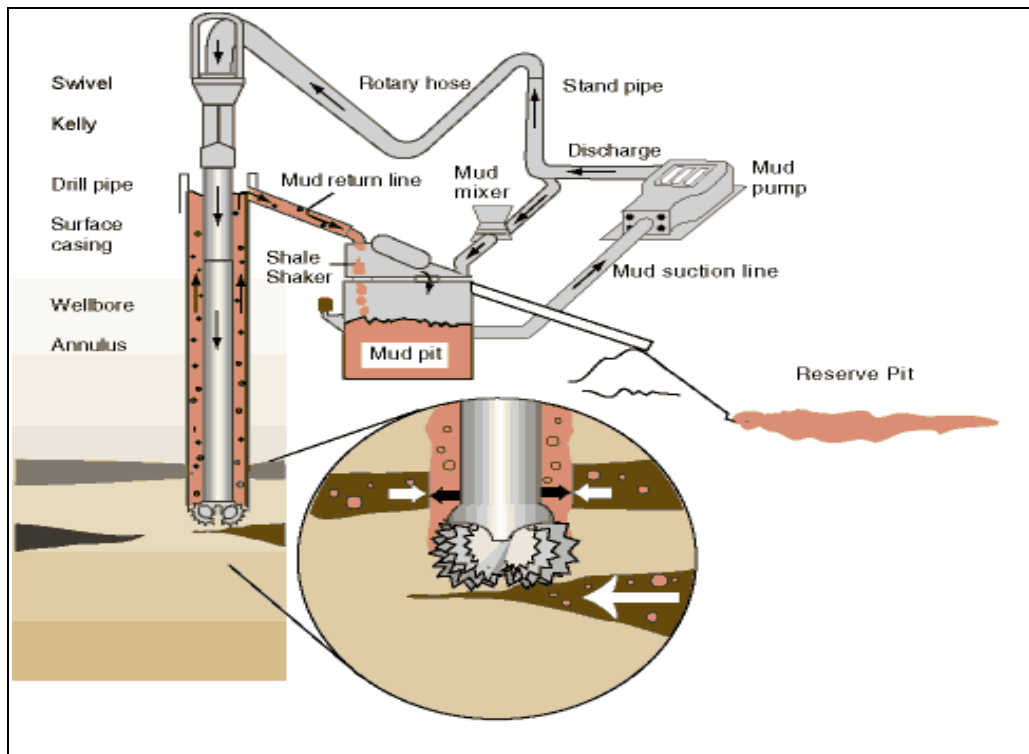


Fig. 1.8: Circulation de la boue

1.3.4 Système de production d'énergie

Le moteur diesel est la source initiale d'énergie, mais on peut rencontrer également sur des plates-formes de production l'utilisation de puissance fournie par des turbines à gaz et même parfois le raccordement du chantier de forage au réseau de distribution électrique; mais même si ce système présente des avantages majeurs tels qu'une énergie peu coûteuse et silencieuse, il modifie le caractère autonome du chantier de forage. D'autant plus que le mode de fonctionnement procure des appels de puissance dont la répercussion sur le réseau de distribution n'est pas acceptable [30]. L'énergie produite par des moteurs diesels, est acheminée sous forme électrique ou mécanique vers les différents systèmes de l'installation : pompe à boue, treuil et table de rotation. L'énergie électrique est produite par un ensemble de génératrices à courant continu et/ou des alternateurs, entraîné par les moteurs diesels, cette énergie électrique est ensuite utilisée pour alimenter les moteurs

électriques alternatifs ou à courant continue, les accessoires et l'éclairage via des convertisseurs électriques.

1.3.5 Poste de contrôle

Tous les appareils de mesure sont regroupés sur un panel pressurisé et anti-déflagrant. L'indicateur de la charge au crochet est le plus important, en tous cas, le plus scruté par le chef de poste, en plus de l'indicateur permettant la lecture du poids sur l'outil (WOB). Les autres indicateurs informent le foreur du niveau des bacs à boue, des conditions de circulations: débit, pression, régime de pompes. Des paramètres de rotation: couple moteur à la table et vitesse de rotation [30].

1.3.6 Système de sécurité (Blow Out Preventer)

Les blocs obturateurs de puits, ou Blow Out Preventer (BOP), sont des valves de sécurité utilisées sur les appareils de forage de l'industrie pétrolière. Installés en surface, ils sont les derniers recours en cas d'éruption sur un puits [42]. A l'aide des obturateurs de sécurité on peut prévenir rapidement le début de l'éruption et réaliser des opérations nécessaires dans le puits [8].

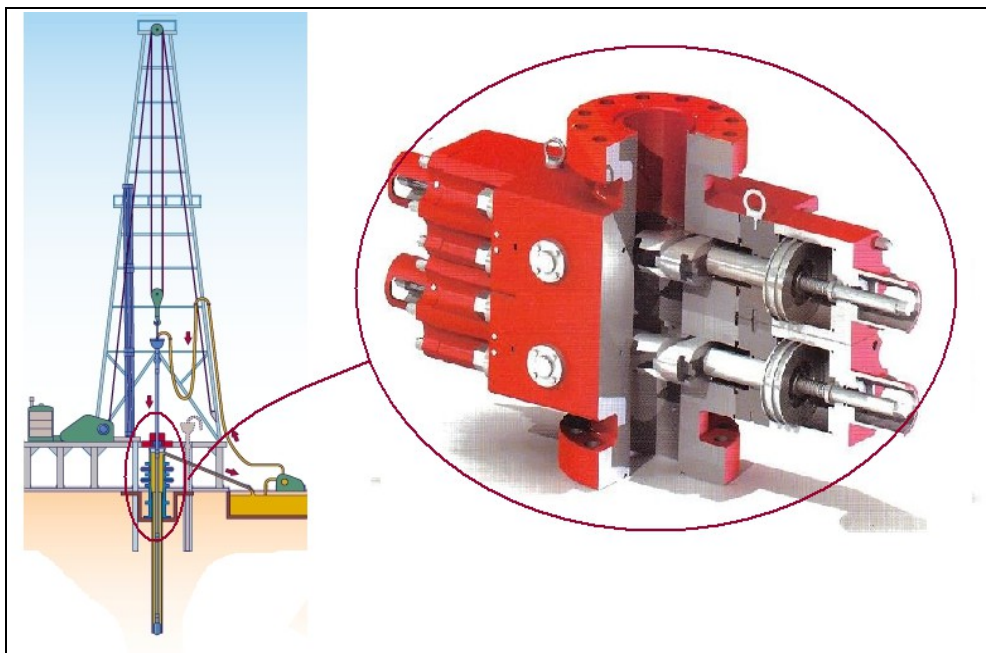


Fig. 1.9: bloc obturateur de puits

1.3.7 Outils de forage (Tréfans)

Choisir l'outil de forage fait partie intégrante de l'optimisation des opérations de forage car il est impératif de trouver l'outil qui accomplit au mieux sa tâche tout en forant le plus rapidement et le plus longtemps possible. Il existe une variété d'outils de forage, mais on distingue généralement deux classes principales [32].

a) Outil tri-cônes (à molette)

Un outil à molettes est constitué de trois parties principales: les molettes, les roulements et le corps de l'outil. Les molettes présentent des rangées circonférentielles de dents s'intercalant entre les rangées de dents des cônes adjacents. Les dents sont soit en acier usinées dans le cône, soit des picots de carbure de tungstène sertis dans des perçage à la surface des cônes [30]. Le principal mode de destruction de la roche, par les taillants fixés sur les molettes, est le poinçonnement. Il se déroule par la pénétration verticale du taillant dans la roche sous l'effet d'un effort normal créant un champ de contraintes au voisinage du taillant. Lorsque les limites à la rupture sont atteintes un déblai se produit. Ce type de trépan est particulièrement adapté lorsque les roches à forer présentent une forte dureté [1].

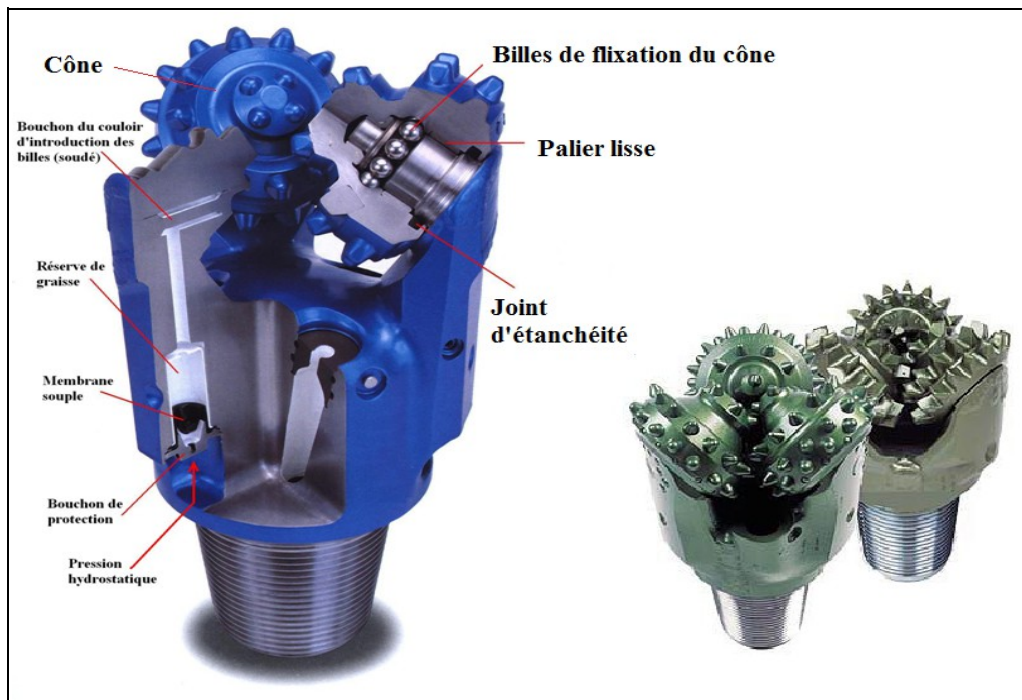


Fig. 1.10: Outil tri-cônes

b) Outil monobloc (à diamant)

les outil diamantés sont de deux types, à diamant naturel ou synthétique (PDC : Polycrystalline Diamond Compact, ou TSP :Thermally Stable Polycrystalline). Ces types sont spécifiques par la nature des éléments de coupe qui détruit la roche de manière mécaniquement différente: le diamant naturel abrase la roche et traile comme une macro meule, les diamants polycristallins (PDC, TSP) cisailent la roche en découpant des copeaux comme un outil de tournage des métaux [30].

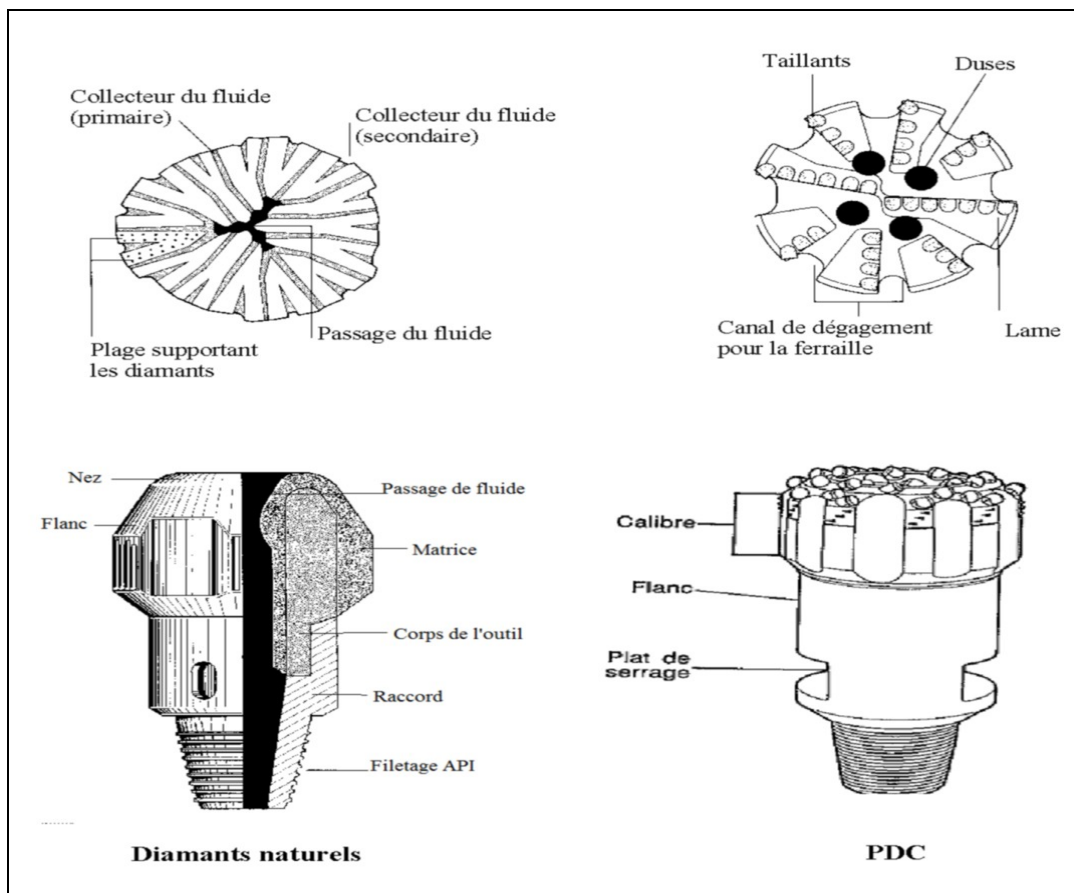


Fig. 1.11: Outil monobloc

1.3.8 Garniture de forage

a) Masse tige (Drill collar)

Il s'agit d'une série de tubes massifs en acier dont le rôle est d'assurer une poussée suffisante sur l'outil. Par conséquent, pendant la phase de forage, le train de masses-tiges est en partie, voire en totalité, en état de compression [4].

b) Tige de forage (drill pipe)

C'est la partie la plus longue de la garniture, elle est constituée d'une série importante de tubes minces d'acier qui s'étendent jusqu'à la surface et dont le rôle est de transmettre le couple vers l'outil et de soutenir plus ou moins le train de masses tiges. Chaque tige est munie à ses extrémités de renflements appelés tool-joint (TJ) servant pour le vissage des tiges entre elles et comme points d'appui du train de tiges sur la paroi de puits [4].

c) BHA (Bottom Hole Assembly)

L'assemblage de fond ou BHA (Bottom Hole Assembly) est la partie inférieure de la garniture de forage, elle est principalement constituée de l'outil de forage, des masses tiges et des stabilisateurs. La BHA a un effet prépondérant sur le comportement directionnel du système de forage [20].

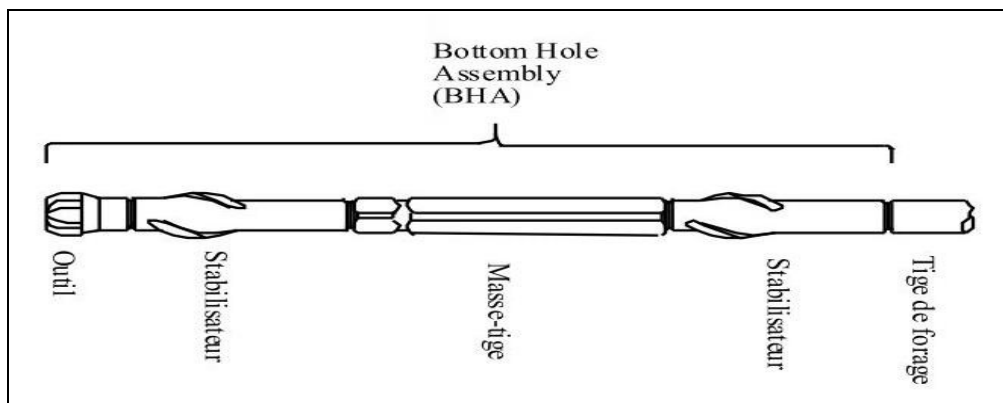


Fig. 1.12: Assemblage de fond

d) Les équipements auxiliaires

Composés des stabilisateurs (incorporés à la garniture de forage au niveau des masses tiges afin de garder le contrôle sur la trajectoire de l'outil), des amortisseurs de choc, et des raccords divers [30].



Fig. 1.13: Raccords (tool-joint)

1.4 Vibrations de la garniture de forage

Le mouvement de rotation du train de tiges n'est pas parfaitement régulier et uniforme. En effet, le train de tiges est une structure très élancée, flexible, évoluant dans un environnement complexe et subissant des sollicitations irrégulières. De ce fait, les vibrations mécaniques sont inévitables lors des opérations de forage [13]. Les vibrations de train de tiges ont été étudiées dans la littérature durant ces dernières années. Ces vibrations de train de tiges peuvent être classées en trois catégories: axiales, latérales et de torsion.

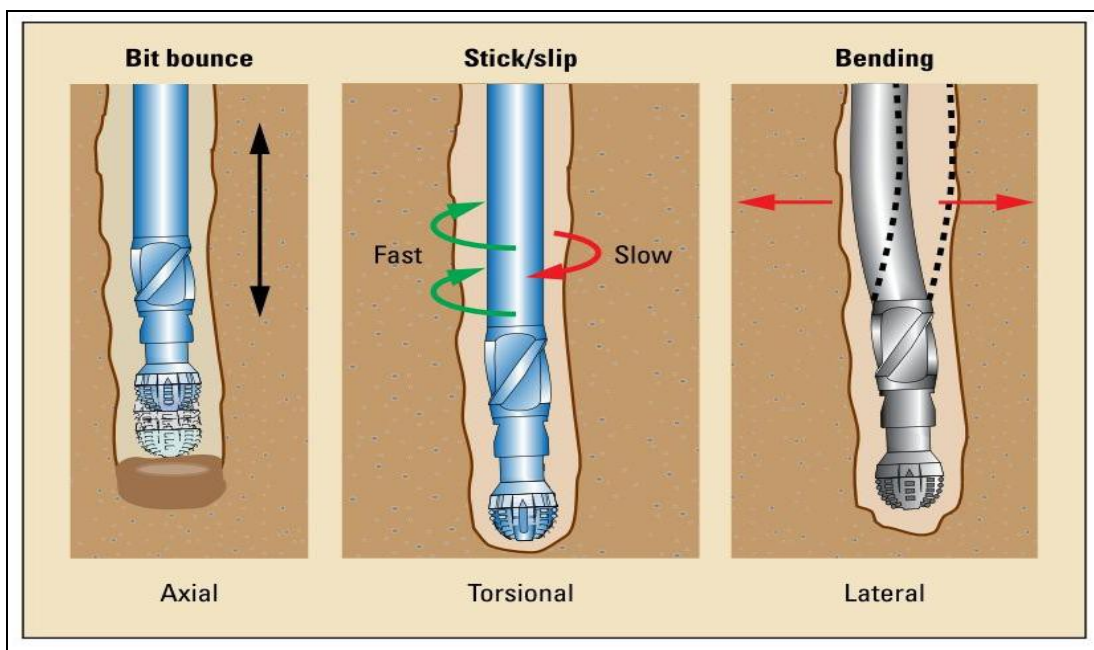


Fig. 1.14: Vibrations de la garniture de forage [12]

1.4.1 Vibrations axiales (bit-bounce)

Le phénomène instable caractérisant le mode de traction-compression, ou mode axial, est appelé "bit-bounce", en référence au rebond de l'outil sur le fond du trou, dans la direction d'avancement. La dureté de la formation forée et la variation de la pression de la boue, sont les principales causes. Sa forme la plus répandue est liée à l'utilisation d'outils tri-cônes, c'est-à-dire à trois molettes. Mais pour les outils PDC, les vibrations axiales restent un phénomène marginal sur le terrain [40].

1.4.2 Vibrations latérales (Bending, whirl)

Aussi dite "transversale" [14]. Il s'agit des vibrations pour lesquelles le mouvement se fait perpendiculairement à l'axe du train de tiges. Cette vibrations se produisent lorsque les tiges voient leur centre s'écarter de l'axe du puits [13]. Ce type de vibrations est auto limité par le puits, mais il peut conduire à un choc endommageant par contact avec la paroi du puits [14].

1.4.3 Vibrations de torsion (Stick-Slip)

Les vibrations de torsion se manifestent sous la forme d'un phénomène d'adhérence-glissement dénommé stick-slip. Le stick slip est une vibration de torsion qui provoque des arrêts cycliques de l'outil sur des périodes pouvant représenter jusqu'à 50% du temps de forage. L'outil ne redémarrera que lorsque le couple au fond sera supérieur au couple de frottement (outil/roche). La vitesse de rotation instantanée peut atteindre le triple, voire plus, de la vitesse de surface [13].

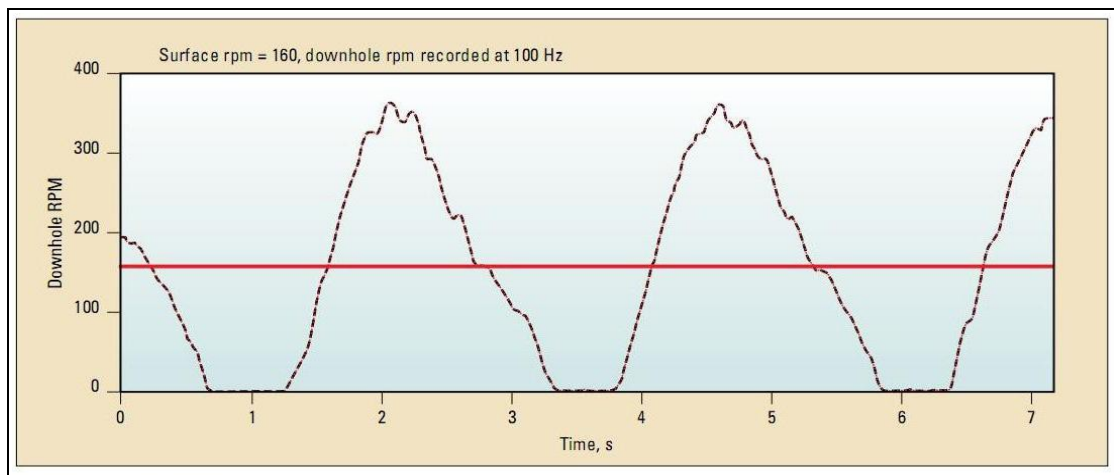


Fig.1.15: Vibration Stick-Slip[12]

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 [14]. C'est pour cela qu'on s'intéresse dans ce travail à la détection de ces vibrations de torsion.

1.5 Les enjeux de la maîtrise des vibrations [13]

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

- conduisent à une fatigue accélérée des tiges de forages par le biais des chargements cycliques générés par les vibrations,
- réduisent la pénétration de l'outil et l'efficacité du processus de forage, une grande partie de l'énergie étant perdue via les vibrations,
- endommagent les outils électroniques de mesure embarqués,
- accélèrent l'usure de l'outil de forage,
- élargissent le trou foré et influent sur la stabilité et la régularité des parois du puits;
- induisent un mauvais contrôle directionnel de la trajectoire du puits. Les vibrations rendent en effet difficile le maintien de l'orientation de l'outil.

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

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

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

1.6 Paramètres de consigne de forage

Les paramètres de consigne de forage désignent les grandeurs physiques agissant sur les performances du processus et donc sur sa vitesse de pénétration.

1.6.1 Le poids sur l'outil (WOB, Weight On Bit)

C'est la différence entre le poids au crochet (outil au-dessus du fond) et le poids au crochet (outil au fond). En réalité, ce poids sur l'outil se répartit entre l'outil, les stabilisateurs, et tous les points de frottement de la garniture. En puits vertical, ce poids sur l'outil est presque entièrement appliqué sur l'outil de forage. Par contre, en puits fortement dévié, ces frottements peuvent être importants et seule une partie du poids sur l'outil est réellement appliquée au fond, l'ambiguïté peut être levée par des appareils du type MWD (Measurement while drilling) [7].

Pour forer la formation rocheuse, on doit appliquer un poids sur l'outil de forage (WOB, 10t comme ordre de grandeur). Les garnitures de forage pesant typiquement 200t, les équipements de surface sont conçus pour en retenir une grande partie. Le foreur ajuste la tension de surface, contrôlant ainsi l'avancement de l'outil de forage [32].

1.6.2 La vitesse de rotation

C'est la vitesse de rotation de l'outil par rapport à son axe de révolution. Cette vitesse varie en général de 50 à 250tr/mn pour le forage rotary classique et peut atteindre jusqu'à 1000tr/mn lorsqu'on utilise une turbine de forage. La vitesse de rotation en surface peut être contrôlée précisément mais elle peut différer sensiblement de la vitesse de rotation instantanée de l'outil. Ces différences sont dues généralement à des instabilités dynamiques due à des vibrations (latérales :Whirl, de torsion : stick-slip et axiales : bit bounce) et à des frottements générés en forage dévié [4].

1.6.3 Le couple

Le couple mesuré en surface est la mesure de la force nécessaire pour maintenir la rotation du train de tige. Différentes forces s'opposent à cette rotation. Certaines sont liées

à des paramètres mécaniques (poids sur l'outil, vitesse de rotation, diamètre et types d'outils) d'autres sont liées à la roche (résistance à l'arrachement). Ce qui intéresse les techniciens, c'est le couple à l'outil (TOB, Torque On Bit) , mais la transmission de cette force entre la table et l'outil est imparfaite du fait de l'inertie de la garniture et des frottements [30]. Ce paramètre est rarement mesuré directement au dessus de l'outil, mais estimé en fonction du WOB (Weight On Bit) et du couple de la rotation mesuré en surface au niveau de la table de rotation. Compte tenu des frottements des tiges contre les parois du puits, le couple transmis à l'outil est nettement inférieur à celui mesuré en surface. La valeur de couple en surface varie en général entre 200 kg.m et 3000 kg.m ($1 \text{ kg.m} = 9.81 \text{ N.m}$) [20].

1.7 Conclusion

La description du processus de forage, des différents organes qui le composent, des vibrations qui peuvent subsister au niveau de la garniture de forage les enjeux de ces vibrations, ont été présentés dans ce chapitre. La contribution de ce mémoire réside donc dans l'élaboration d'un observateur en vue de l'estimation de la vitesse de l'outil de forage afin de la détections des vibrations de type stick-slip. Dans le chapitre qui suit, nous allons présenter un modèle du système de forage rotary sur le quelle se base la synthèse de l'observateur.

CHAPITRE 2:

MODÉLISATION DU SYSTÈME DE FORAGE ROTARY

2.1 Introduction

La modélisation d'un processus est une étape primordiale dans la mise en œuvre d'un observateur dans les systèmes industriels. La nature non linéaire et la complexité de certains systèmes rendent leur description analytique avec des équations différentielles très difficile.

Dans la littérature, on trouve plusieurs auteurs qui étudient la dynamique des tiges de forage [18][33][3][34][29]. Dans ce chapitre nous allons mettre en équations le problème physique du comportement mécanique d'une structure de forage à l'intérieur d'un puits pétrolier dans l'optique d'observer les vibrations de type Stick-Slip qui se présentent au niveau de la garniture de forage. En effet, la formulation du problème théorique repose sur un certain nombre d'hypothèses citées ci-dessous:

- Le forage en question est parfaitement vertical, où le seul contact de la garniture avec le puits est au niveau de l'outil de forage,
- L'outil de forage est de type monobloc (PDC, TSP, ou a diamant naturel),
- Le train de tiges de forage pétrolier est assimilé à une poutre cylindrique élancée en acier,
- Les mouvements axiaux, latérales, de la garniture de forage sont omis.

2.2 Modélisation du contact Outil-Rochet

La complexité et la multitude des phénomènes présents lors du contact outils rochet dans un processus de forage rotary, rend ce contact difficile à modéliser. Dans la littérature plusieurs modèles d'interaction Outil-Rochet sont présentés [1]. Le premier modèle analytique décrivant le processus de coupe est celui des métaux (fraisage), a été proposé dans [28] (MERCHANT, 1944), en s'appuyant sur les modèles de MERCHANT, plusieurs autres modèles ont été développés pour la coupe des roches (forage), on cite :[37][11][23] et [39], à cela s'ajoute le modèle empirique de [16]. Notre application nous conduit à exploiter un résultat développé par DETOURNAY dans [11], un modèle relativement facile a exploité dans le cadre de notre étude.

L'interaction entre le trépan monobloc et la roche est en fait une combinaison de deux processus: la coupe de la roche et le frottement de l'outil contre la roche[11]. Sur la base du modèle de couple de coupe donné par [11] et le modèle de frottement de KARNOPP donné dans [29] on élabore un modèle simplifié de ce contact outil-rochet.

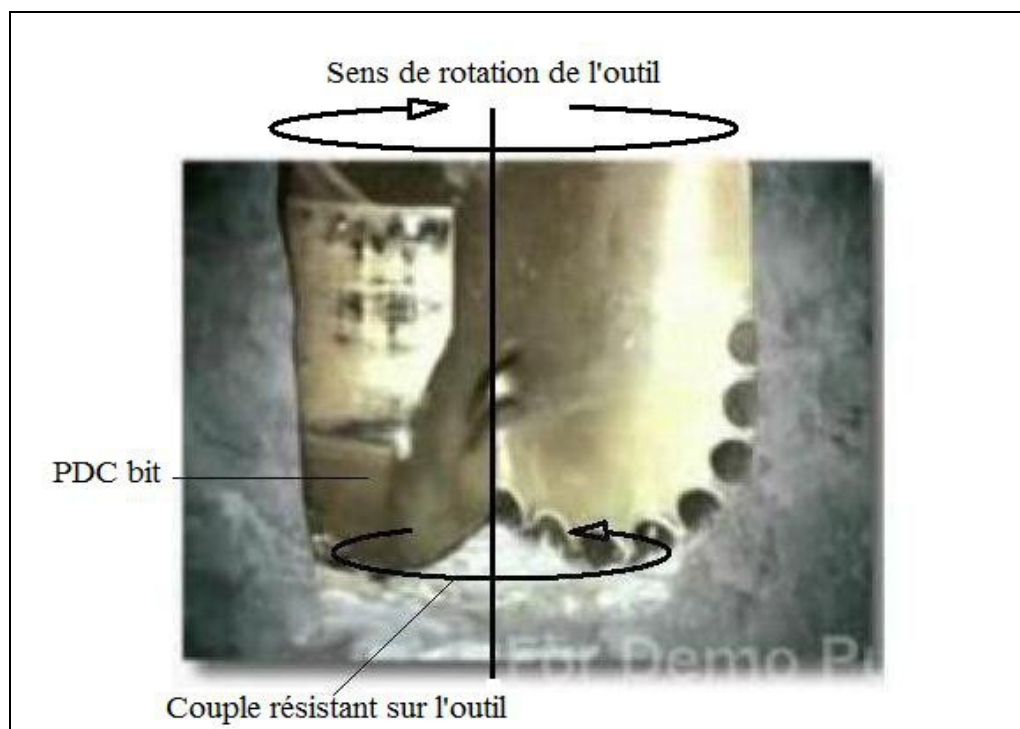


Fig. 2.1: Outil de forage PDC

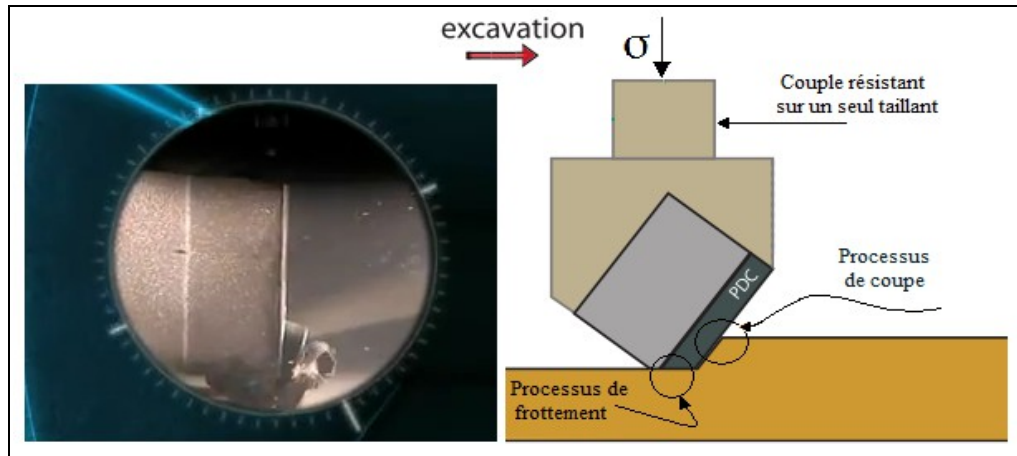


Fig. 2.2: Couple résistant sur un seul taillant de l'outil

2.2.1 Processus de coupe

Les outils à éléments de coupe fixes (PDC ou TSP) travaillent à la façon de l'outil d'une machine-outil en cisillant la roche. La mise en action de l'élément de coupe nécessite en premier lieu un effort d'écrasement entraînant les éléments de coupe dans la formation plus un effort de coupe entraînant l'outil en rotation. [11] introduit dans son modèle les forces de coupe agissantes sur l'outil de forage suivant son axe nominal et tangentiel. D'après [11] . Le couple de coupe résultant sur l'outil est donné par:

$$T_c = \frac{1}{2} R_{bit}^2 \varepsilon d \quad (2.1)$$

Avec:

R_{bit} : Rayon de l'outil (m),

ε : Énergie spécifique intrinsèque de la roche (J/m^3),

d : Profondeur de coupe (m/rev).

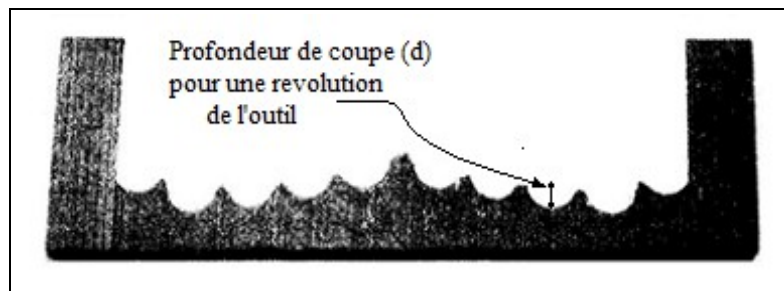


Fig. 2.3: Profil de passage d'un outil PDC

2.2.2 processus de frottement sec

En plus du couple de coupe (Cutting Torque) nécessaire à l'entraînement de l'outil en rotation, l'apport de couple qui s'oppose au couple de frottement de l'outil contre la roche est impératif lors d'un processus de forage. Le modèle de frottement pris en compte dans cette étude est celui de KARNOPP. L'inconvénient majeur des modèles de frottement classiques (COULOMB, STRIBECK) réside dans la détection de la vitesse lorsqu'elle est nulle (dans une simulation). Pour pallier à ce problème, le modèle de KARNOPP a été conçu, permettant ainsi de définir un intervalle de vitesse nulle dans lequel le frottement n'est plus une fonction de la vitesse, mais dépend seulement de la force externe. Ce modèle est capable de simuler le mouvement de type Stick-Slip, ce qui n'est pas le cas du modèle de Coulomb [2]. Les frottements secs au niveau de BHA sous le modèle de KARNOPP sont donnés dans [29] par :

$$T_f = \begin{cases} T_e & \text{si } |\Omega_b| < D_v \text{ et } |T_e| < T_s \\ T_s \text{sign}(T_e) & \text{si } |\Omega_b| < D_v \text{ et } |T_e| \geq T_s \\ T_d \text{sign}(\Omega_b) & \text{si } |\Omega_b| \geq D_v \end{cases} \quad (2.2)$$

Avec:

Ω_b : Vitesse de rotation de l'outil (rd/s),

T_e : Couple des forces résultantes externes (N.m),

T_s : Couple de frottement statique (N.m),

T_d : Couple de frottement dynamique (N.m),

D_v : Intervalle des vitesses nulles.

Fig. 2.4: Modèle de frottement donné par KARNOPP

Les forces de frottements se présentent essentiellement au niveau des lames de l'outil de forage, un calcul élémentaire des forces de frottement sec nous guide à une formule des couples de frottement sec sur l'outil. Le couple de frottement statique (dynamique) résultant sur l'outil

$$T_{s(d)} = \frac{1}{2} N_b \mu_{s(d)} R_{bit} \quad (2.3)$$

Avec :

$\mu_{s(d)}$: Coefficient de frottement statique (dynamique),

N_b : La force normale sur l'outil (N).

Tel que :

$$N_b = g Wob$$

g : Constante gravitationnelle,

Wob : Poids sur l'outil (kg).

Le couple total qui se manifeste au niveau de l'outil (Tob : Torque On the Bit) et la somme des deux couples, de coupe et de frottement.

$$Tob = T_c + T_f$$

$$Tob = \frac{1}{2} R_{bit}^2 \varepsilon d + \begin{cases} T_e & \text{si } |\Omega_b| < D_v \text{ et } |T_e| < (T_s + T_c) \\ \frac{1}{2} \mu_s g Wob R_{bit} \text{sign}(T_e) & \text{si } |\Omega_b| < D_v \text{ et } |T_e| \geq (T_s + T_c) \\ \frac{1}{2} \mu_d g Wob R_{bit} \text{sign}(\Omega_b) & \text{si } |\Omega_b| \geq D_v \end{cases} \quad (2.4)$$

2.3 Modélisation de la dynamique de la garniture

L'étude des vibrations de torsion de la garniture de forage se fait à travers le modèle d'un pendule de torsion, c'est le modèle le plus répondu pour cette étude, du fait que les tiges de forage minces aient une structure élancée qui peut être caractérisée par une constante de raideur. L'assemblage de fond (BHA) est composé de tubes à paroi plus épaisses et donc plus lourds sans raideur (négligeable), subit des couples de frottement sec au niveau de l'outil de forage et des frottements visqueux le long de sa longueur. L'entraînement en rotation de la garniture de forage est assuré par un Top Drive figures (2.5) et (2.6) (dans ce cas, un moteur à courant continu a excitation séparée pourvu d'un réducteur). Dans ce qui suit la mise sous forme d'équations du problème.

2.3.1 Dynamique du BHA

En appliquant le Principe Fondamental de la Dynamique (PFD) sur le BHA on trouve:

$$J_b \ddot{\varphi}_b = k(\varphi_t - \varphi_b) - C_b \dot{\varphi}_b - Tob(\dot{\varphi}_b, Wob) \quad (2.5)$$

Posant :

$$\Phi = \varphi_t - \varphi_b \quad \text{et} \quad \dot{\varphi}_b = \Omega_b$$

L'équation (2.5) s'écrit :

$$J_b \dot{\Omega}_b = k\Phi - C_b \Omega_b - Tob(\Omega_b, Wob) \quad (2.6)$$

Avec :

$\varphi_{t(b)}$ Position angulaire en haut (en bas) de la tige de forage (rad),

Φ : Différence entre les positions angulaires en haut et en bas de la tige de forage (rad),

Ω_b Vitesse de rotation de l'outil (rd/s),

Tob : Torque On Bit (N.m),

k : Constante de raideur des tiges de forage (N.m/rad),

C_b : Coefficient de frottement visqueux équivalent au niveau de BHA. (N.m.s),

J_b : Moment d'inertie équivalent au niveau de BHA (kg.m²).

2.3.2 Dynamique du Top Drive

Le Top Drive (TD) est une unité multifonctionnelle qui effectue la rotation de la chaîne de forage, sans la nécessité d'une tige d'entraînement (Kelly), et assure d'autres opérations à la tête de puits. Le TD offre des paramètres technologiques (vitesse, couple) supérieurs à ceux fournis par la table de rotation. La rotation des tiges de forage dans un TD est assurée par des moteurs électriques (à courant continu, triphasé synchrone ou asynchrone) des moteurs hydrauliques, pourvu d'une boîte à vitesse de sorte à augmenter le couple délivré par le moteur. Dans notre cas on se restreint à un modèle de moteur à courant continu à excitation séparée.

● Équation mécanique :

L'arbre du moteur dans ce cas est couplé à une boîte à vitesse couplée directement aux tiges de forage.

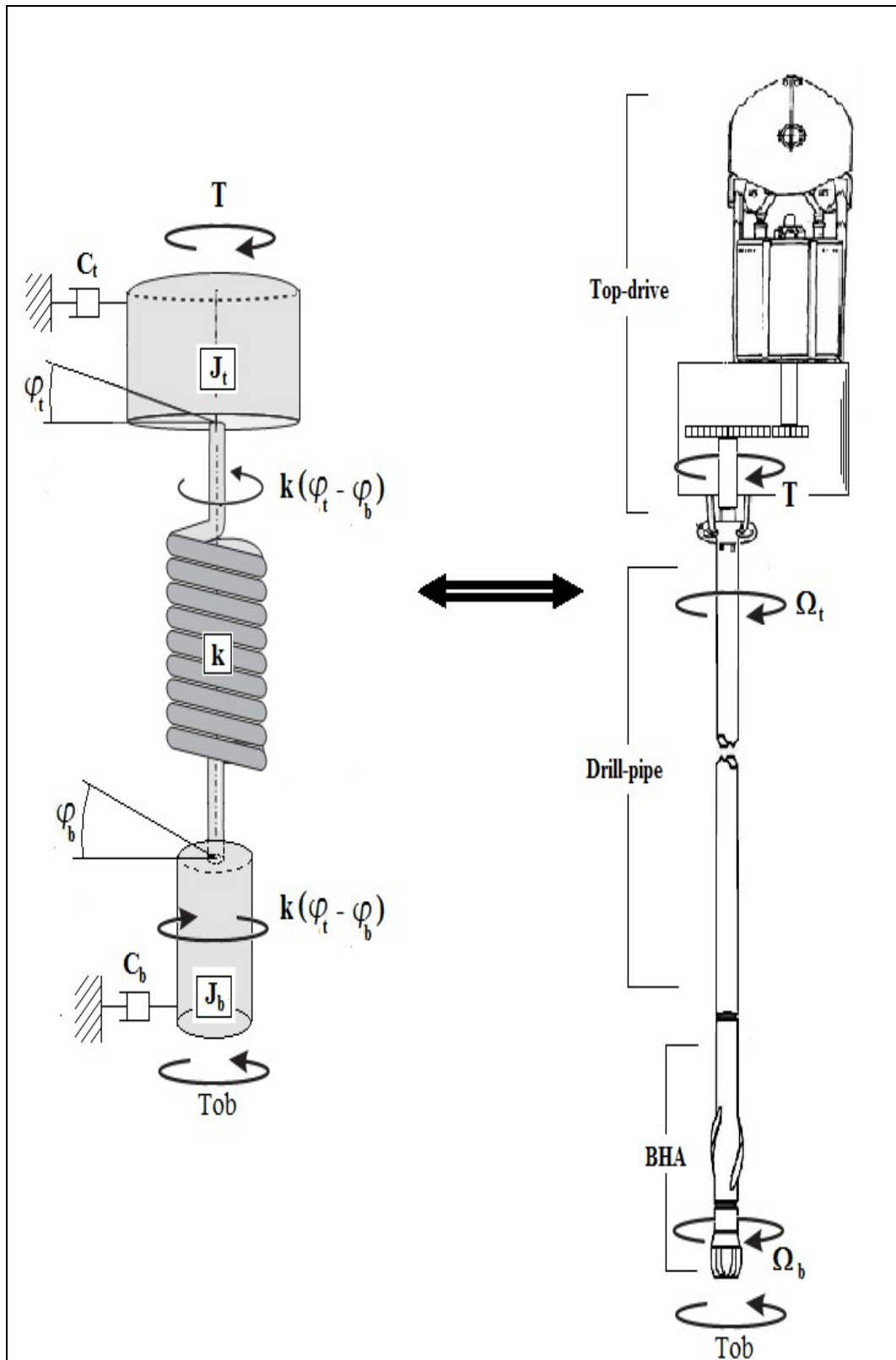


Fig. 2.5: Modèle de torsion de la garniture de forage

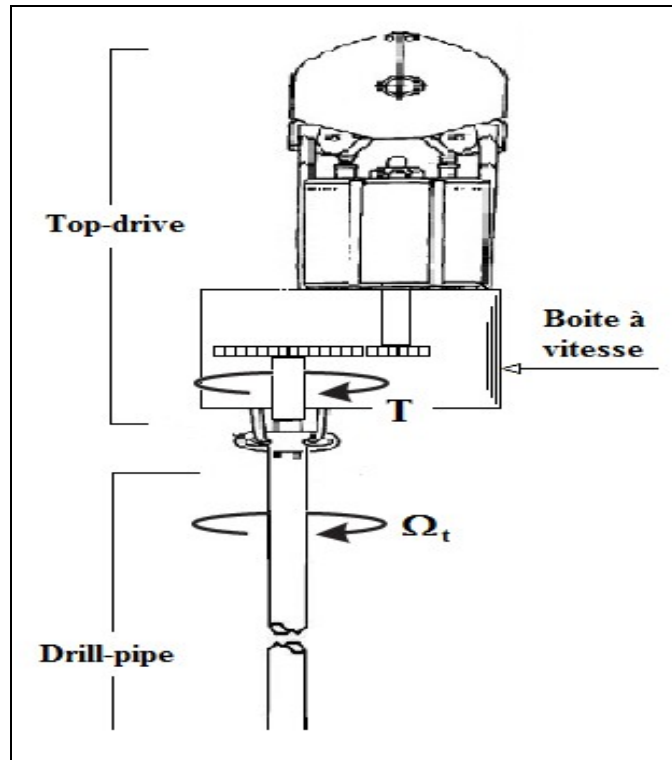


Fig. 2.6: Attachement de la tige de forage au réducteur

En appliquant le PFD sur l'arbre d'entraînement des tiges de forage (figure 2.6), on trouve l'équation mécanique du moteur.

$$J_t \ddot{\varphi}_t = T - C_t \dot{\varphi}_t - k(\varphi_t - \varphi_b) \quad (2.7)$$

Tel que:

$$T = n T_m \quad (2.8)$$

T_m : Couple moteur (N.m),

n : Rapport de transmission du réducteur.

Étant donné le moteur est à courant continu, le couple moteur est le courant dans l'induit à une constante près telle que :

$$T_m = K i \quad (2.9)$$

Posant :

$$\Phi = \varphi_t - \varphi_b \quad \text{et} \quad \dot{\varphi}_t = \Omega_t$$

Et tenant compte de (2.8) et (2.9), (2.7) s'écrit :

$$J_t \dot{\Omega}_t = n K i - C_t \Omega_t - k \Phi \quad (2.10)$$

Avec :

Ω_t : Vitesse de rotation à la surface (rd/s),

J_t : Moment d'inertie équivalent au niveau de la partie supérieure des tiges (kg.m^2).

C_t : Coefficient de frottement visqueux équivalent au niveau de la surface (N.m.s),

K : Constante de couple ($\sim$ constante de vitesse) (N.m/A).

i : Courant dans l'induit (A).

● Équation électrique

Le moteur en question est un moteur à courant continu à excitation séparée, le schéma électrique de l'induit est représenté par la figure ci-dessous.

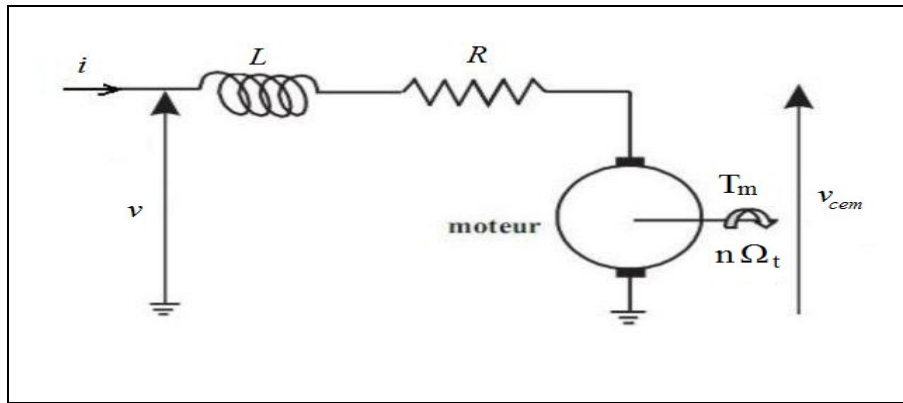


Fig. 2.7: Schéma électrique de l'induit d'un moteur DC

L'application des lois des mailles nous induit aux résultats :

$$v = L \frac{di}{dt} + R i + v_{cem} \quad (2.11)$$

Tel que :

$$v_{cem} = n K \Omega_t \quad (2.12)$$

v_{cem} : Tension contre électromotrice (V),

Donc :

$$v = L \frac{di}{dt} + R i + n K \Omega_t \quad (2.13)$$

Avec:

v : Tension de l'induit (V),

i : Courant dans l'induit (A),

R : Résistance de l'induit (Ω),

L : Inductance de l'induit (H),

2.4 Mise sous forme d'état et simulations

2.4.1 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 $Tob(\Omega_b, Wob)$. Le système considéré est à quatre variables d'état, deux entre eux peuvent être récupérées en sortie pour l'élaboration d'un observateur par la suite. Le système est mis sous la forme suivante :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A x(t) + g(x(t), u) \\ y(t) = C x(t) \end{cases} \quad (2.14)$$

Ou: $x(t) \in R^4$ est le vecteur d'état, $u(t) \in R^2$ est le vecteur entrée, $y(t) \in R^2$ est le vecteur sortie, tel que :

$$x = (\Phi \quad \Omega_t \quad \Omega_b \quad i)^t \quad , \quad u = (v \quad Wob)^t \quad , \quad y = (\Omega_t \quad i)^t$$

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & -1 & 0 \\ \frac{-k}{J_t} & \frac{-C_t}{J_t} & 0 & n \frac{K}{J_t} \\ \frac{k}{J_b} & 0 & \frac{-C_b}{J_b} & 0 \\ 0 & -n \frac{K}{L} & 0 & \frac{-R}{L} \end{pmatrix} \quad g(x, u, t) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{-1}{J_b} Tob(\Omega_b, Wob) \\ \frac{1}{L} v \end{pmatrix} \quad C = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

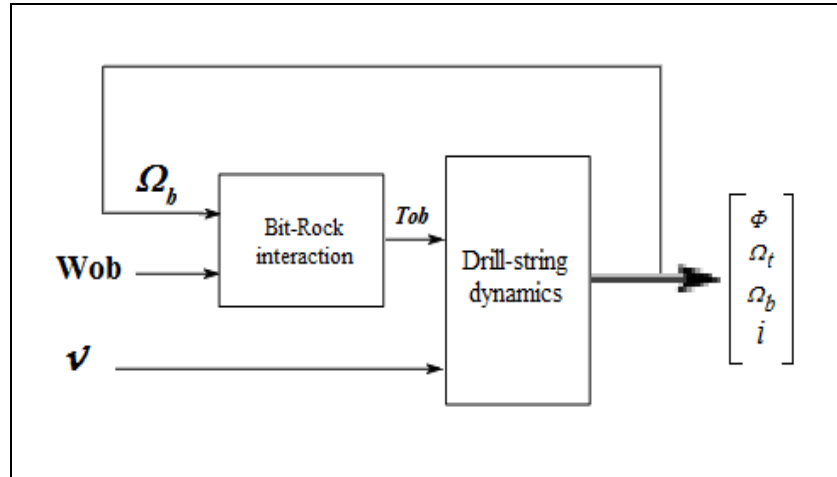


Fig. 2.8: Diagramme structurel du modèle (2.14)

2.4.2 Résultats de simulations

Afin d'approuver (qualitativement) le modèle établi dans (2.14), des simulations de ce dernier étaient faites sur la base des recommandations opérationnelles immédiates contre le stick-slip présentées dans [32][36], qui consistent à augmenter la vitesse de rotation de l'outil de forage et/ou réduire le poids sur l'outil afin d'éliminer les vibrations de type stick-slip. En plus on teste l'influence de la viscosité du fluide de forage sur l'occurrence des vibrations de type stick-slip par rapport aux conclusions données dans [40]. Les simulations sont faites sous LabView. Les paramètres du modèle utilisés dans les prochaines simulations sont donnés par les tableaux (2.1) et (2.2). Les moments d'inertie équivalents, les coefficients de frottement équivalents, la constante de raideur des tiges de forage sont calculés à l'aide des formules données dans l'annexe A par le script présenté dans l'annexe B.

TABLE 2.1 Paramètres du système de forage

Paramètres	Description	Valeur	Unité
J_t	Moment d'inertie équivalent au niveau de la partie supérieure des tiges.	1030.45	kgm^2
J_b	Moment d'inertie équivalent au niveau de BHA	223.44	kgm^2
C_t	Coefficient de frottement visqueux équivalent au niveaux de la surface	51.38	Nms/rad
C_b	Coefficient de frottement visqueux équivalent au niveau de BHA.	39.79	Nms/rad

k	Constante de raideur des tige de forage	481.29	Nm/rad
R	Résistance de l'induit.	0.01	Ω
L	Inductance de l'induit	0.005	H
K	Constante de couple du moteur	6	Nm/A
n	Rapport de transmission du réducteur.	7.20	-

TABLE 2.2. Paramètres du modèle de contact Outil-Rochet

Paramètres	Description	Valeur	Unité
ε	Énergie spécifique intrinsèque de la roche.	130	MJ/m^3
d	Profondeur de coupe.	4	mm/rev
μ_s	Coefficient de frottement statique.	0,6	-
μ_d	Coefficient de frottement dynamique.	0,4	-
R_{bit}	Rayon de l'outil	0.10	m

La simulation de la dynamique de la garniture de forage sous un poids sur l'outil ($W_{ob}=20$ tonne) constant et des entrées échelons de la tension du moteur, figure (2.9), montre bien que pour des vitesses de rotation faibles, la vitesse de l'outil est instable, varie entre 0 et 3 fois la vitesse à la surface, voire plus, c'est le fameux phénomène de stick-slip, pour une vitesse à la surface relativement élevée (vitesse limite), 55 RPM dans ce cas, les vibrations stick-slip s'éliminent, figure (2.10).

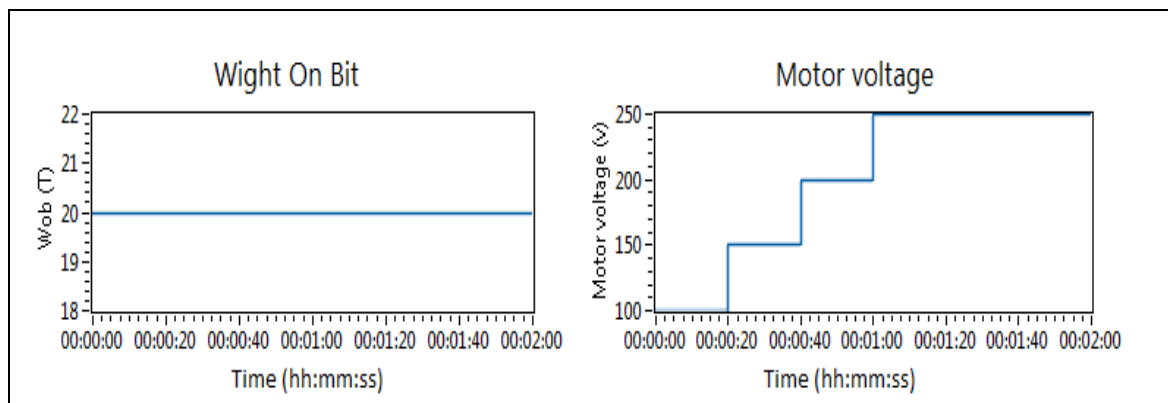


Fig. 2.9: Les entrées du système de forage rotary

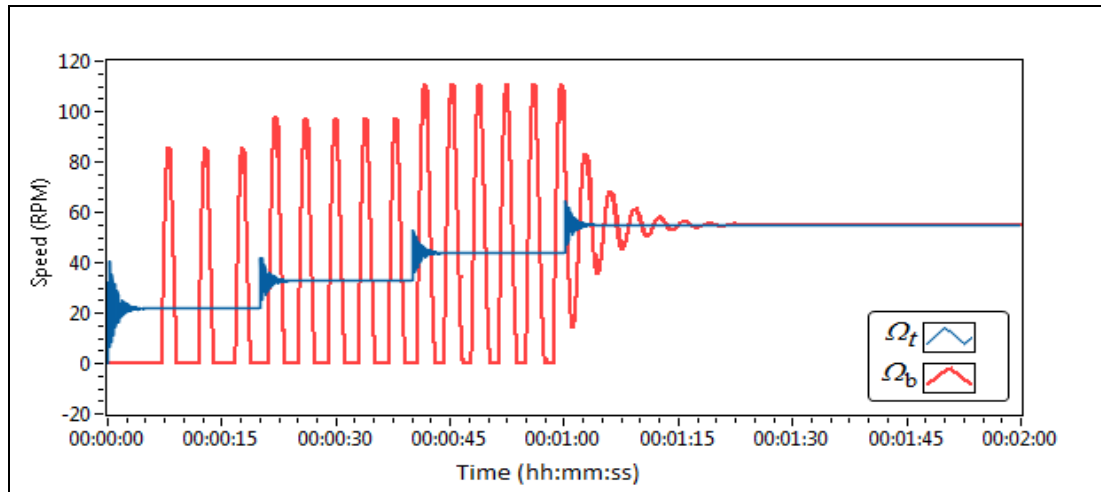


Fig. 2.10: Vitesses de rotation à la surface (Ω_t) et de BHA (Ω_b)

Le couple sur l'outil (T_{ob}) dans ce cas est présenté sur la figure ci-dessous

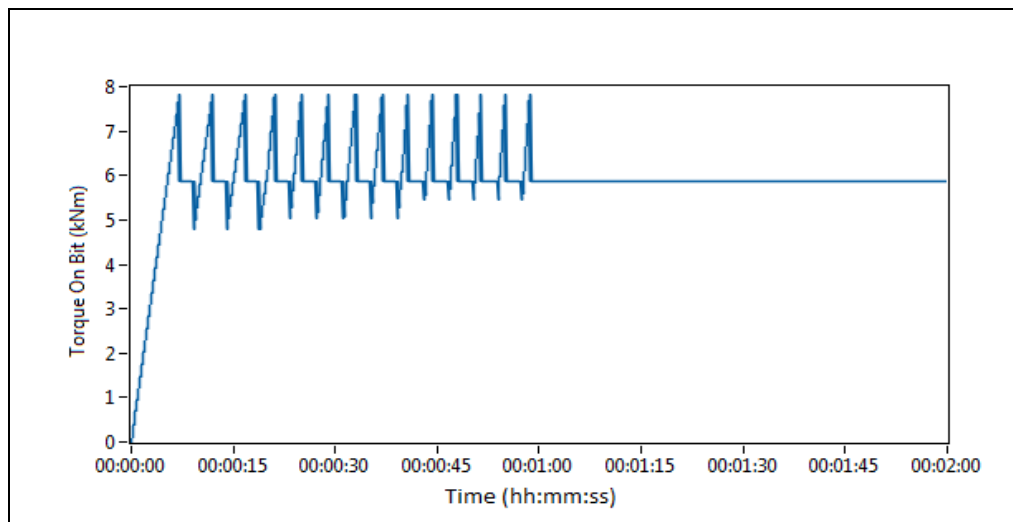


Fig. 2.11: Couple résistant sur l'outil

Cette fois, On maintient la vitesse à la surface, constante, on trouve également que pour cette vitesse de rotation pour la quelle le stick-slip n'existe plus sous un poids de 20 tonne, l'augmentation du poids sur l'outil (figure 2.12) fait apparaître de nouveau les vibrations stick-slip, (figure 2.13).

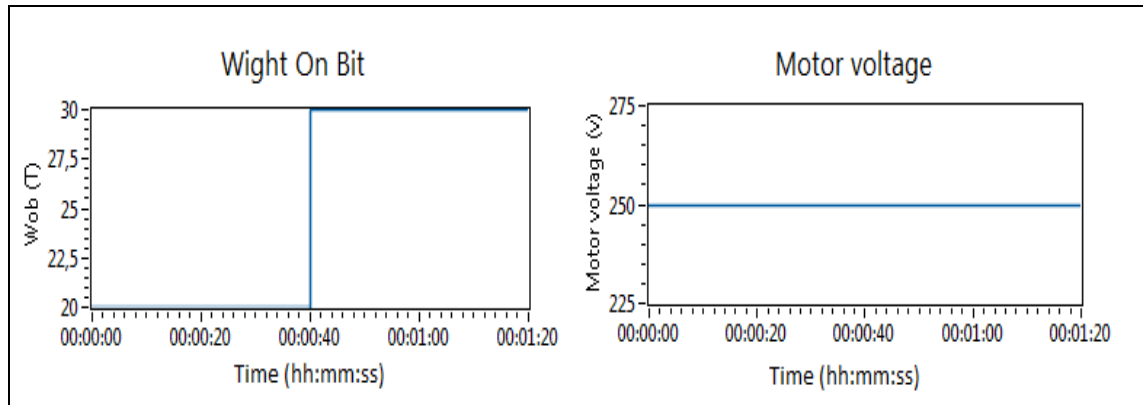


Fig. 2.12: Les entrées du système de forage rotary

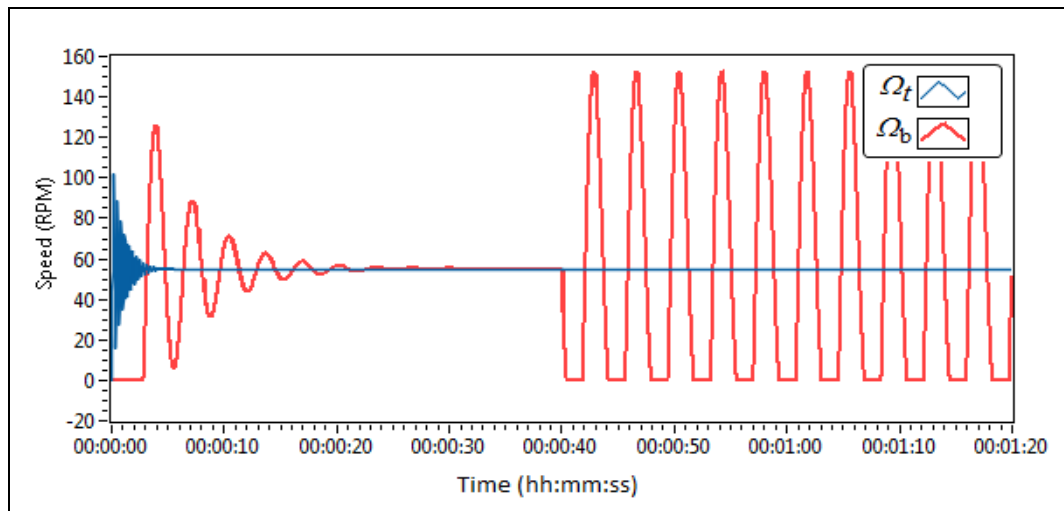


Fig. 2.13: Vitesses de rotation à la surface (Ω_t) et de BHA (Ω_b)

Le couple sur l'outil (T_{ob}) dans ce cas est présenté sur la figure ci-dessous.

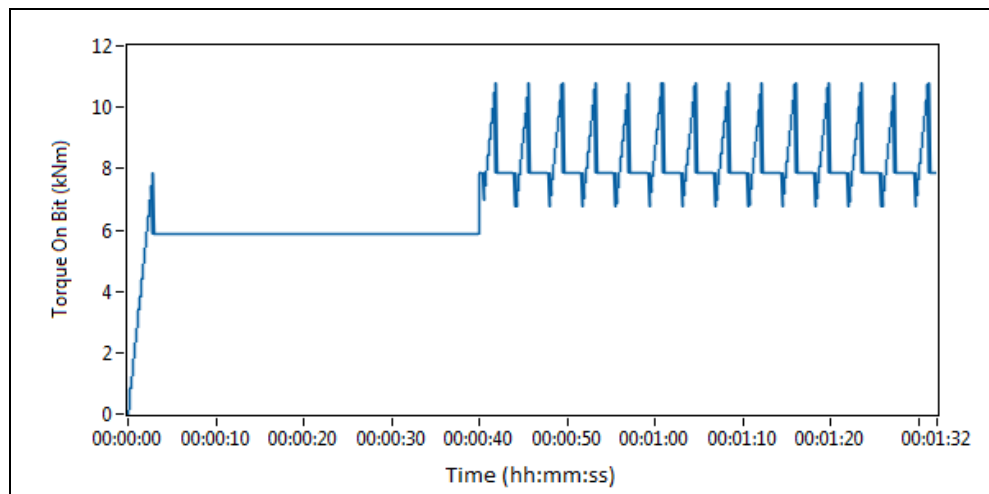


Fig. 2.14. Couple résistant sur l'outil

Pour voir l'influence de la viscosité du fluide de forage sur la dynamique de la garniture, une simulation est faite en changeant les constantes de frottement visqueux dans le modèle (2.14) par un changement de la viscosité dynamique de la boue de forage (η) annexe (B), et cela sous une entrée $Wob=20$ tonne et une tension du moteur $v=125$ V.

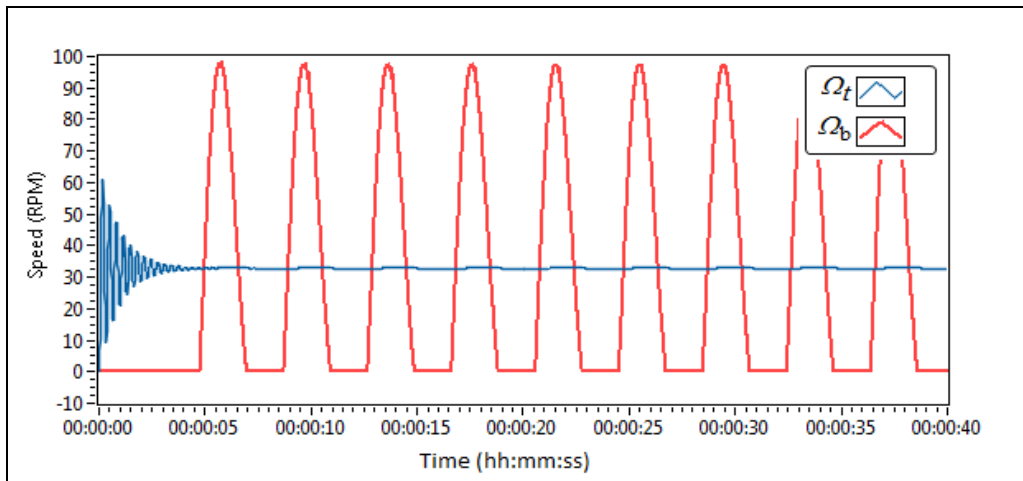


Fig.2.15: Vitesse de rotation à la surface (Ω_t) et de BHA (Ω_b) avec $C_t=63,54$ et $C_b=56,85$ ($\eta=50$ mPa.s).

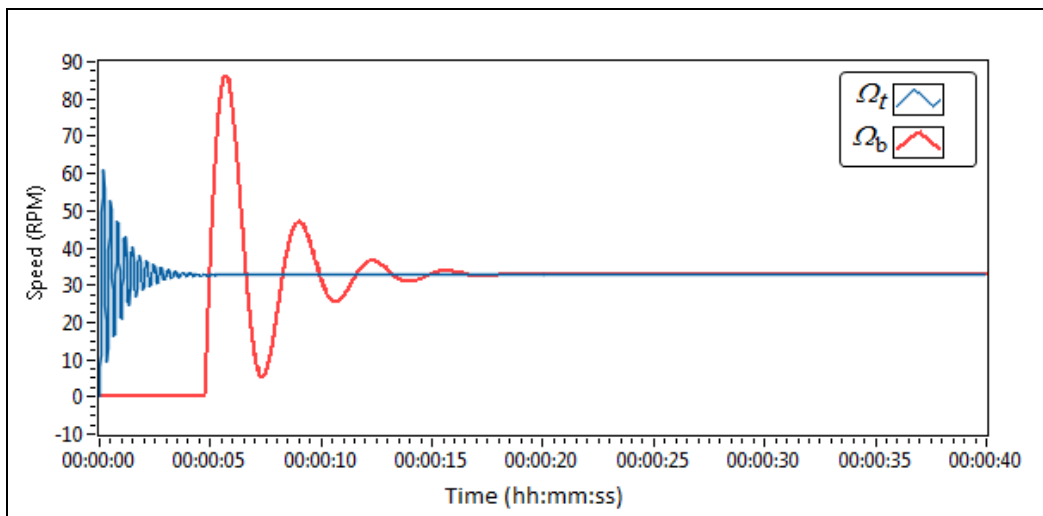


Fig.2.16: Vitesse de rotation à la surface (Ω_t) et de BHA (Ω_b) avec $C_t=95,98$ et $C_b=102,32$ ($\eta=90$ mPa.s).

les résultats montrent que plus le fluide de forage est visqueux plus l'occurrence des vibrations stick-slip se défavorise.

Ces résultats confirment les observations et les recommandations des foreurs en pratique et celles lancées dans [32][36][42][40], une approbation qualitative du modèle (2.14) est donc faite.

2.5 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté un modèle du système de forage rotary sous forme d'état. Cette modélisation tient en compte la structure de la garniture de forage, le système de motorisation, le contact outil-roche. Le modèle de contact outil-roche est un modèle statique discontinu qui inclut les frottements secs et le couple de coupe appliqués sur l'outil, ce modèle de contact fait apparaître bien le phénomène de stick-slip de la garniture de forage. Une approbation qualitative du modèle est faite par la suite.

CHAPITRE 3:

SYNTHÈSE D'OBSERVATEURS

3.1 Introduction

La connaissance de l'état global d'un système à chaque instant est nécessaire, non seulement dans le cas classique de la commande des systèmes, mais aussi dans un contexte plus général, comme par exemple pour le diagnostic, la détection de pannes, la sécurité, etc. Ce pendant pour des raisons techniques ou économiques, la mesure de tout état n'est souvent pas possible. A ce propos nous cherchons à construire un système dynamique qui va nous fournir une estimation de cet état en tenant compte du fait que, les seules grandeurs accessibles du système sont les variables d'entrée et de sortie. Le problème d'observation ou d'estimation de l'état se définit comme la construction d'un système dynamique auxiliaire qui a pour entrées les entrées et les sorties du système à estimer et pour sortie l'estimation de l'état. De tels systèmes auxiliaires sont appelés reconstituteurs d'état ou observateurs. Un schéma bloc du processus de reconstruction de l'état d'un système en boucle ouverte est donné par la figure (3.1)

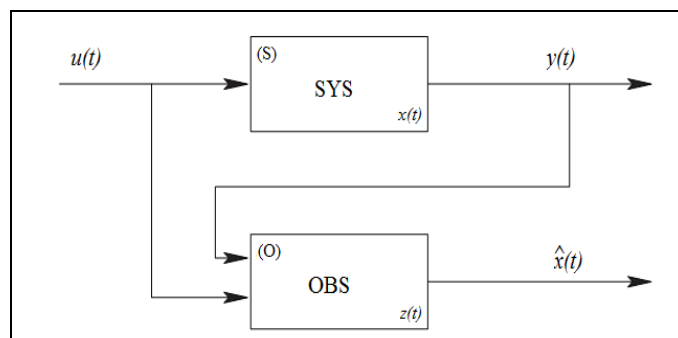


Fig. 3.1 : Principe d'un observateur

3.2 Quelques définitions relatives aux observateurs

Nous présentons ci dessous quelques définitions relatives aux observateurs qui peuvent se mettre sous la forme générale (3.1) à savoir la notion d'observabilité et les différents types d'observateurs en vue de la dynamique de convergence. Soit le système dynamique (S) :

$$(S): \begin{cases} \dot{x}(t) = f(x(t), u(t)) \\ y(t) = h(x(t), u(t)) \end{cases} \quad (3.1)$$

Où: $x(t) \in V \subset \mathbb{R}^n$ $u(t) \in U \subset \mathbb{R}^m$ $y(t) \in \mathbb{R}^l$ sont respectivement les vecteurs, d'état d'entrée et de sortie, f et h sont des fonctions vectorielles.

Définition 1. [35](Distinguabilité-Indistinguabilité): Deux états initiaux $x_0, x_1 \in V$ tel que $x_0 \neq x_1$ sont dits distinguables dans V si $\exists t \geq 0$ et $\exists u : [0, t] \rightarrow U$ une entrée admissible telle que les trajectoires des sorties issues respectivement de x_0 et x_1 restent dans V pendant la durée $[0, t]$ et vérifient $y(t, x_0, u(t)) \neq y(t, x_1, u(t))$. Dans ce cas, on dira que u distingue x_0 et x_1 dans V . Réciproquement, deux états initiaux x_0 et $x_1 \in V$ tel que $x_0 = x_1$ sont dits indistinguables si $\forall t \geq 0$ et $\forall u : [0, t] \rightarrow U$ pour lesquels les trajectoires issues de x_0 et x_1 restent dans V on a : $y(t, x_0, u(t)) = y(t, x_1, u(t))$.

Définition 2. [35](Observabilité): Un système est observable en $x_0 \in V$ si tout autre état $x_1 \neq x_0$ est distinguable de x_0 dans V . Un système est observable s'il est observable en tout point $x_0 \in V$.

Dans le cas où le système (S) est observable, on considère le système dynamique (O) observateur du système (S) tel que :

$$(O): \begin{cases} \dot{z}(t) = \bar{f}(z(t), u(t), y(t)) \\ \hat{x}(t) = \bar{h}(z(t), u(t), y(t)) \end{cases} \quad (3.2)$$

Où: $z(t) \in \mathbb{R}^q$, $\hat{x}(t) \in \mathbb{R}^n$ sont respectivement les vecteurs, d'état et de sortie, $u(t) \in \mathbb{R}^m$, $y(t) \in \mathbb{R}^l$ sont les vecteurs d'entrées, $\bar{f}$ et $\bar{h}$ sont des fonctions vectorielles.

Définition 3. [9] L'observateur est dit d'ordre plein si $q = n$, et d'ordre réduit si $q < n$

Définition 4. [25] Le système (3.2) est un observateur asymptotique local pour le système (3.1) si pour tout contrôle u :

- $\forall \varepsilon > 0 ; \exists \delta > 0 \mid \|x(0) - \hat{x}(0)\| < \delta \Rightarrow \|x(t) - \hat{x}(t)\| < \varepsilon, \text{ pour tout } t > 0$.
- $\exists r > 0 \mid \|x(0) - \hat{x}(0)\| < r \Rightarrow \lim_{t \rightarrow \infty} \|x(t) - \hat{x}(t)\| = 0$.

Le système (3.2) est appelé un observateur asymptotique global si pour toute conditions initial $x(0) - \hat{x}(0)$ on a $\lim_{t \rightarrow \infty} \|x(t) - \hat{x}(t)\| = 0$.

Définition 5. [25] Le système (3.2) est un observateur exponentiel local pour le système (3.1) si pour tout contrôle u :

- $\forall \varepsilon > 0 ; \exists \delta > 0 \mid \|x(0) - \hat{x}(0)\| < \delta \Rightarrow \|x(t) - \hat{x}(t)\| < \varepsilon e^{-ct}, \text{ pour tout } t > 0$. et certaine constante (c) .

Le système (3.2) est appelé un observateur exponentiel global Si $\forall \varepsilon > 0$, $\|x(t) - \hat{x}(t)\| < \varepsilon e^{-ct}$ pour $t > 0$, pour certaine constante (c) et pour toute condition initiale $x(0) - \hat{x}(0)$.

3.3 Observateurs de systèmes linéaires

Une solution simple et optimale au problème de l'estimation de l'état des systèmes linéaires déterministes a été proposée par LUENBERGER [27]. On considère le modèle dynamique d'un système linéaire défini comme suit :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases} \quad (3.3)$$

Où : $x(t) \in R^n$, $u(t) \in R^m$, $y(t) \in R^l$, sont respectivement le vecteur d'état, d'entrée et de sortie. Les matrices A, B, C , sont connues de dimension appropriée.

Pour le système (3.3) parfaitement connu, et puisqu'on suppose que l'entrée $u(t)$ est connue, on peut donc ramener l'étude de l'observabilité à l'étude de la paire (A, C) . On dira donc indifféremment que "la paire (A, C) est complètement observable", ou que "le système est complètement observable" [24] .

Théorème 1. [15] : Soit la matrice d'observabilité définie par : $O_{(A,C)} = \begin{bmatrix} C \\ CA \\ CA^2 \\ \vdots \\ CA^{n-1} \end{bmatrix}$ et le

rang d'observabilité est défini par $\text{rang}(O_{(A,C)}) = k_O$

La propriété " la paire (A,C) est complètement observable " est équivalente à chacune des propriétés suivantes :

- Critère de Kalman, k_O est maximal :

$$k_O = n$$

- Aucun vecteur propre V de la matrice A ne vérifie la relation

$$CV = 0$$

- $\text{Rang} \begin{bmatrix} C \\ sI_n - A \end{bmatrix} = n$ pour tout $s \in \mathbb{C}$

Lorsque la paire (A,C) n'est pas complètement observable, il faut étudier la détectabilité de cette même paire (A,C) .

Définition 6. [31] (détectabilité) : Le système est détectable si et seulement si les états non observables sont stables.

Théorème 2. (Test de Popov-Belvich-Hautus): Le système est détectable (resp. observable)

si et seulement si le rang de la matrice $\begin{bmatrix} C \\ sI_n - A \end{bmatrix}$ est égal à n pour tout s dans le demi plan droit fermé c.a.d $\text{Re}(s) \geq 0$ (resp. pour tout $s \in \mathbb{C}$)

La théorie de l'observation de Luenberger repose essentiellement sur des techniques de placement de pôles [9]. On se place dans le cas déterministe, i.e. les bruits sont nuls, et Luenberger propose l'observateur suivant pour le système (3.3)

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) = A \hat{x}(t) + B u(t) + L (y(t) - \hat{y}(t)) \\ \hat{y}(t) = C \hat{x}(t) \end{cases} \quad (3.4)$$

Où: $\hat{x}(t) \in \mathbb{R}^n$, $\hat{y}(t) \in \mathbb{R}^l$ sont respectivement les vecteurs, d'état estimé et de sortie estimée, $u(t) \in \mathbb{R}^m$, $y(t) \in \mathbb{R}^l$ sont les vecteurs d'entrées, $L \in \mathbb{R}^{n \times l}$ est la matrice gain de l'observateur.

Le terme correctif $L(y(t) - \hat{y}(t))$ fait apparaître le gain de correction L , également appelé gain de l'observateur, relatif à l'erreur de la reconstruction de la sortie. On peut aussi écrire l'observateur sous la forme compacte suivante :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) = (A - LC)\hat{x}(t) + Bu(t) + Ly(t) \\ \hat{y}(t) = C\hat{x}(t) \end{cases} \quad (3.5)$$

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

$$\dot{e}(t) = (A - LC)e(t) \quad (3.6)$$

Théorème 3. [27] *Les valeurs propres de $(A - LC)$ peuvent être fixées arbitrairement si et seulement si (A, C) est observable.*

Théorème 4. [27] *Soit un système régi par (3.3). On dit que ce système est asymptotiquement stable si la matrice A est de Hurwitz. Une matrice A est dite de Hurwitz si toutes ses valeurs propres sont à parties réelles strictement négatives.*

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

Remarque 1. [9] : *En présence de bruits sur l'état $v(t)$ et sur la sortie $w(t)$, le système (3.3) s'écrit sous la forme*

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + Gv(t) \\ y(t) = Cx(t) + w(t) \end{cases} \quad (3.7)$$

La dynamique de l'erreur est régie par l'équation :

$$\dot{e}(t) = (A - LC)e(t) + Gv(t) - Lw(t) \quad (3.8)$$

Cette erreur est donc sensible aux bruits par l'intermédiaire des deux fonctions de transfert $(sI - A + LC)^{-1}G$ et $(sI - A + KC)^{-1}L$. L'étude du gain fréquentiel permet de quantifier l'influence des bruits sur e .

3.3.1 Placement de pôle et convergence

Afin de dimensionner l'observateur d'ordre plein, il faut déterminer une matrice L telle que les valeurs de $(A - LC)$ soient toutes à parties réelles strictement négatives. Afin de choisir convenablement les dynamiques de l'observateur (valeurs propre de $A - LC$), on peut se baser sur les travaux de [19]. Cependant en pratique, on choisit une dynamique pour l'erreur de reconstruction plus rapide que celle du processus en boucle ouverte. Toutefois, on est limité au niveau de la grandeur de ces dynamiques choisies. Idéalement, on devrait prendre des dynamiques très grandes pour assurer une convergence rapide et précise. Cependant, on ne peut utiliser que des gains réalisables, ce qui restreint le choix de L , et de plus, plus la valeur du gain sera élevée plus les bruits influenceront sur la reconstruction de l'état [24]. Ainsi, pour déterminer la matrice L , il faut trouver un bon compromis par rapport à certaines contraintes, afin d'atteindre les performances désirées.

3.4 Observateurs des systèmes à entrées inconnues

Dans la partie précédente, nous avons passé en revue quelques définitions et théorèmes d'existence d'observateur pour les systèmes linéaires. Pour les observateurs standard, dans tous les cas, la reconstruction de l'état se fait à partir des entrées éventuelles et des sorties du système. Ces méthodes ne peuvent plus s'appliquer lorsque la dynamique du système est soumise à l'influence d'entrées inconnues. Classiquement, ces entrées inconnues proviennent d'erreurs de modélisation, de défauts de capteurs, ou encore de perturbations, de bruits (sur l'état ou la sortie du système). Dans le cas où le système est influencé par des entrées inconnues, des techniques ont été mises au point pour estimer soit l'état seul [38][10], soit l'état et également les entrées inconnues [9][21][6]. Les observateurs à entrées inconnues se montrent très efficaces lorsque l'étude porte sur le diagnostic et la détection des défauts dans un système [24][44][9].

Dans cette partie, nous présentons la synthèse d'observateurs à entrée inconnue pour la classe du systèmes linéaires, leur synthèse ne suppose, ni adopte aucun modèle mathématique pour les entrées inconnues. On traite également, le cas d'observateur à entrées inconnues (OEI) ou seuls les états du système sont estimées sous des conditions d'existence qui seront données, et le cas d'un observateur proportionnel intégral (OPI)

conçu de telle manière qu'il permet d'estimer conjointement toutes les états du système ainsi que toutes les entrées inconnues. Un exemple illustratif est introduit pour chacun des deux observateurs.

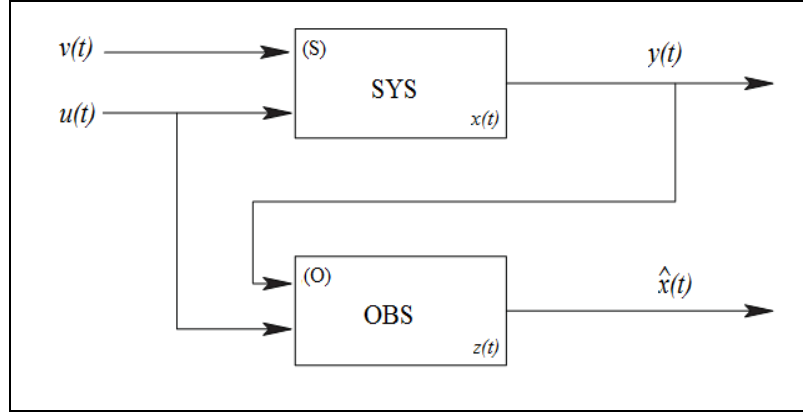


Fig. 3.2: Schéma de principe d'un Observateur à Entrées Inconnues

3.4.1 Observateur à entrées inconnues (OEI) d'ordre plein

Ce type d'observateur basé sur l'élimination de l'effet des entrées inconnues sur la dynamique de l'erreur d'estimation entre l'état réel et l'état reconstruit. Cet observateur donne une estimation des états réels seulement, les conditions d'existence et la synthèse d'un tel observateur sont présentées. Soit le système linéaire stationnaire, dont la représentation d'état est donnée ci-dessous :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A x(t) + B u(t) + G v(t) \\ y(t) = C x(t) \end{cases} \quad (3.9)$$

Où : $x(t) \in R^n$, $u(t) \in R^m$, $v(t) \in R^q$, $y(t) \in R^l$, sont respectivement le vecteur d'état, d'entrée connue, d'entrée inconnue et de sortie. Les matrices A, B, C, G , sont connues de dimensions appropriées.

Un OEI d'ordre plein permettant d'estimer l'état $x(t)$ en étant insensible à l'entrée $v(t)$ est défini par :

$$\begin{cases} \dot{z}(t) = N z(t) + Q u(t) + L y(t) \\ \hat{x}(t) = z(t) - E y(t) \end{cases} \quad (3.10)$$

Où : $\dot{z}(t) \in R^n$, $\hat{x}(t) \in R^n$ sont respectivement les vecteurs, d'état estimé et de sortie estimée, $u(t) \in R^m$, $y(t) \in R^l$ sont les vecteurs d'entrées. N, L, Q, E sont des matrices de

dimensions appropriées qu'il faut choisir de sorte que l'erreur d'observation $e = \hat{x} - x$ converge vers 0.

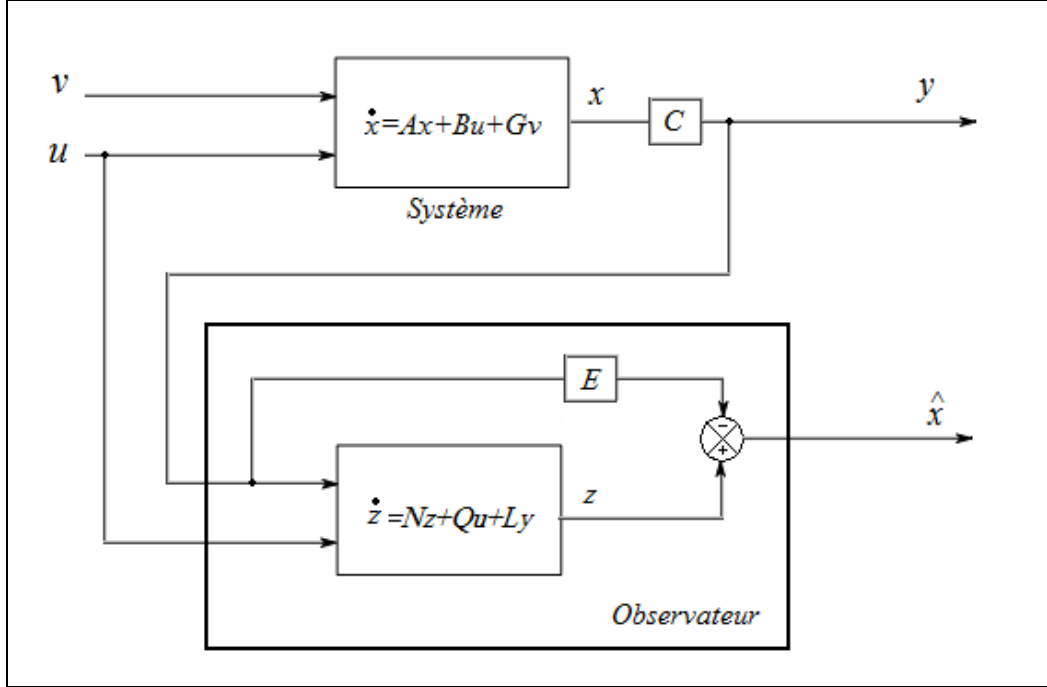


Fig. 3.3: Schéma fonctionnel d'un OEI d'ordre plein

Théorème 5.[10] : Un observateur de type (3.9) existe pour le système (3.10) si et seulement si les conditions suivantes sont vérifiées :

- $\text{rang}(CG) = \text{rang}(G) = q$
- $\text{rang} \begin{pmatrix} sP - PA \\ C \end{pmatrix} = n \quad \forall s \in \mathbb{C}, \Re(s) \geq 0 \text{ où } P = I_n + EC$

On trouve dans [25] quelques développements permettant de montrer comment ces conditions sont obtenues. Les résultats que nous allons présenter sont décrits dans [25].

a) Synthèse d'OEI d'ordre plein

L'objectif consiste à synthétiser un observateur qui s'écrit sous la forme suivante (3.10), pour ce faire, posons

$$P = I_n + EC \quad (3.11)$$

L'erreur d'observation s'écrit alors

$$e = \hat{x} - x$$

$$e = z - E y - x$$

$$e = z - (I_n + E C) x$$

$$e = z - P x$$

Il s'ensuit

$$\dot{e} = \dot{z} - P \dot{x}$$

$$\dot{e} = N z + L y + Q u - P A x - (P B - Q) u - P G v$$

$$\dot{e} = N (e + P x) + L C x - P A x - (P B - Q) u - P G v$$

$$\dot{e} = N e + (N P - P A + L C) x - (P B - Q) u - P G v \quad (3.12)$$

Si les matrices N , L , Q et E sont choisies de sorte que les conditions suivantes sont satisfaites

$$N \text{ est matrice de Hurwitz} \quad (3.13)$$

$$P G = (I_n + E C) G = 0 \quad (3.14)$$

$$Q = P B = (I_n + E C) B \quad (3.15)$$

$$L C - P A = -N P \quad (3.16)$$

alors l'équation (3.12) devient

$$\dot{e} = N e \quad (3.17)$$

et l'erreur d'observation converge asymptotiquement vers 0

Pour utiliser les résultats bien connus pour un observateur classique de LUENBERGER l'équation (3.16) peut se récrire comme suit en remplaçant (3.11) dans (3.16).

$$N (I_n + E C) = P A - L C$$

$$N = P A - L C - N E C$$

$$N = P A - (L + N E) C$$

$$N = P A - K C \quad (3.18)$$

Avec :

$$K = L + N E \quad (3.19)$$

La dynamique de l'observateur (3.10) devient alors :

$$\dot{z}(t) = (P A - K C) z(t) + Q u(t) + L y(t) \quad (3.20)$$

Le problème de synthèse de l'observateur consiste donc à trouver une matrice E satisfaisant (3.14) et un vecteur K de sorte que la matrice $(PA - KC)$ soit une matrice de Hurwitz. C'est un problème similaire à celui de la synthèse d'observateurs classiques. Les valeurs propres de la matrice $(PA - KC)$ peuvent être choisies par placement de pôles si et seulement si la paire (PA, C) est observable. Sinon, un vecteur K tel que l'erreur d'observation (3.17) converge asymptotiquement vers 0, existe si et seulement si la paire (PA, C) est détectable.

Dans le cas où : $\text{rang}(CG) = q$, et C est de rang plein avec, $\text{rang}(C)=l$. La solution générale de (3.14) est donnée ci dessous :

- Si $q > l$:

Dans ce cas il n'y a pas de solution pour la matrice E

- Si $q \leq l$:

$$E = -G(CG)^+ Y (I_p - (CG)(CG)^+) \quad (3.21)$$

Où : $Y \in R^{n \times p}$ est une matrice arbitraire, $(CG)^+$ et la matrice inverse généralisée de la matrice (CG) donnée par

$$(CG)^+ = ((CG)^T (CG))^{-1} (CG)^T \quad (3.22)$$

Les matrices Q et L sont données par les équations (3.15), (3.19), respectivement.

Remarque 2. Dans le cas où $q=l$ et CG est une matrice non singulière la matrice E peut être donné par :

$$E = -G(CG)^{-1} \quad (3.23)$$

b) Exemple d'application

A titre illustratif, nous considérons le système linéaire à entrée inconnue présenté dans [10] est défini par:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + Gv(t) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases} \quad (3.24)$$

Où : $x(t) \in R^3$, $u(t) \in R^1$, $v(t) \in R^2$, $y(t) \in R^2$, sont respectivement le vecteur d'état, d'entrée connue, d'entrée inconnue et de sortie. Les matrices A, B, D, C sont données ci dessous :

$$A = \begin{pmatrix} -2 & -2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -3 & -4 \end{pmatrix} ; \quad B = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ -1 \end{pmatrix} ; \quad G = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} ; \quad C = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} ;$$

Vérifions, d'abord, la condition d'existence de la matrice E . $\text{rang}(CG) = q = l = 2$ alors : la matrice E existe est donnée par (3.23).

$$E = -G(CG)^{-1} = \begin{pmatrix} -1 & 0 \\ 0 & -1 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}$$

D'après (3.11)

$$P = I_3 + E C = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Vérifions, en suite, la condition d'observabilité de la paire (PA, C) . Soit la matrice O_b , matrice d'observabilité de la paire (PA, C) , $\text{rang}(O_b) = 2 < n$. alors la paire (PA, C) n'est pas observable mais par contre elle est détectable (Théorème 2). Alors cherchons une matrice K tel que les valeurs propres de la matrice $(PA - KC)$ soient négatives, pour cela posons :

$$K = \begin{pmatrix} 4 & 3 \\ 0 & 1 \\ 0 & -3 \end{pmatrix}$$

D'après (3.18)

$$N = P A - K C = \begin{pmatrix} -4 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -4 \end{pmatrix}$$

D'après (3.19)

$$L = K - N E = \begin{pmatrix} 0 & 3 \\ 0 & 0 \\ 0 & -3 \end{pmatrix}$$

D'après (3.15)

$$Q = P B = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ -1 \end{pmatrix}$$

L'observateur du système (3.24) existe est défini par :

$$\begin{cases} \dot{z}(t) = N z(t) + Q u(t) + L y(t) \\ \hat{x}(t) = z(t) - E y(t) \end{cases} \quad (3.25)$$

Où: $z(t) \in \mathbb{R}^3$, $\hat{x}(t) \in \mathbb{R}^3$ sont respectivement les vecteurs, d'état estime et de sortie estimée, $u(t) \in \mathbb{R}$, $y(t) \in \mathbb{R}^2$ sont les vecteurs d'entrées. Les matrices N , L , Q , E sont données ci dessous :

$$N = \begin{pmatrix} -4 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -4 \end{pmatrix} ; \quad L = \begin{pmatrix} 0 & 3 \\ 0 & 0 \\ 0 & -3 \end{pmatrix} ; \quad Q = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ -1 \end{pmatrix} ; \quad E = \begin{pmatrix} -1 & 0 \\ 0 & -1 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} .$$

Pour simuler l'observateur et tester son comportement sous l'entrée connue $u(t)=1$ et les deux entrées inconnues $v(t)=[v_1(t) \ v_2(t)]^t$ tel que $v_1(t)=-1$ et $v_2(t)=2 \sin(20\pi t)$, les conditions initiales du système sont fixées arbitrairement à $x(0)=[1 \ 1 \ 1]^t$. Les résultats de simulation sont présentés ci dessous.

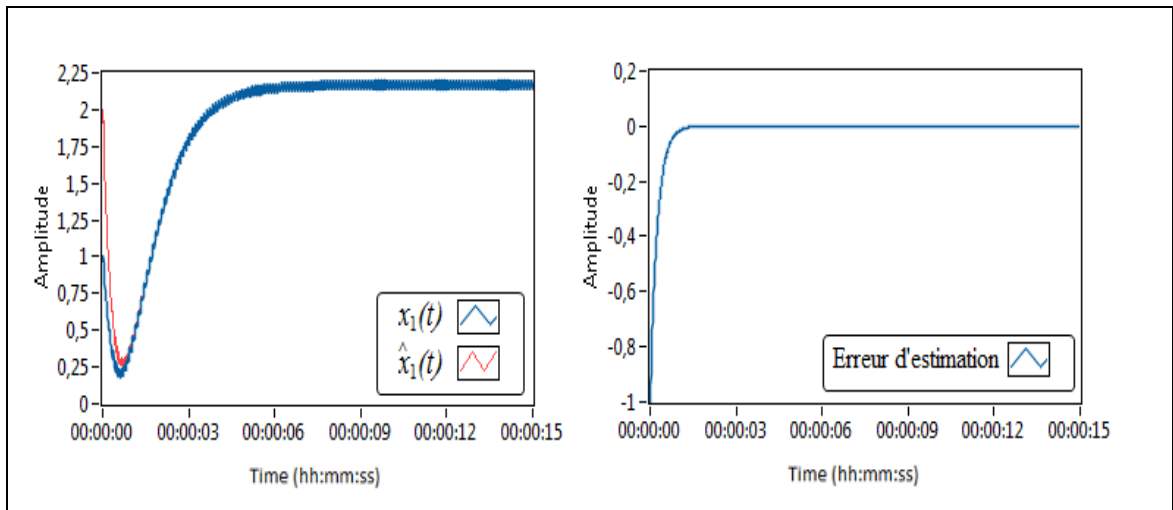
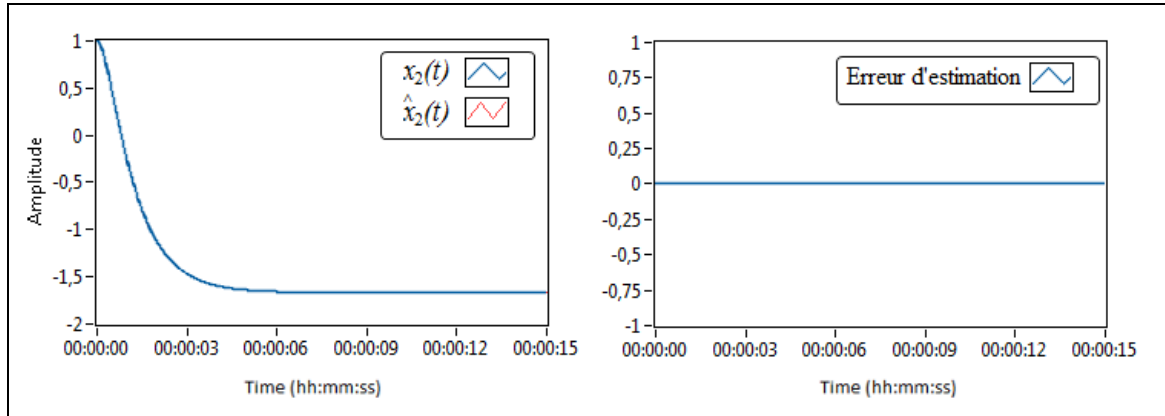
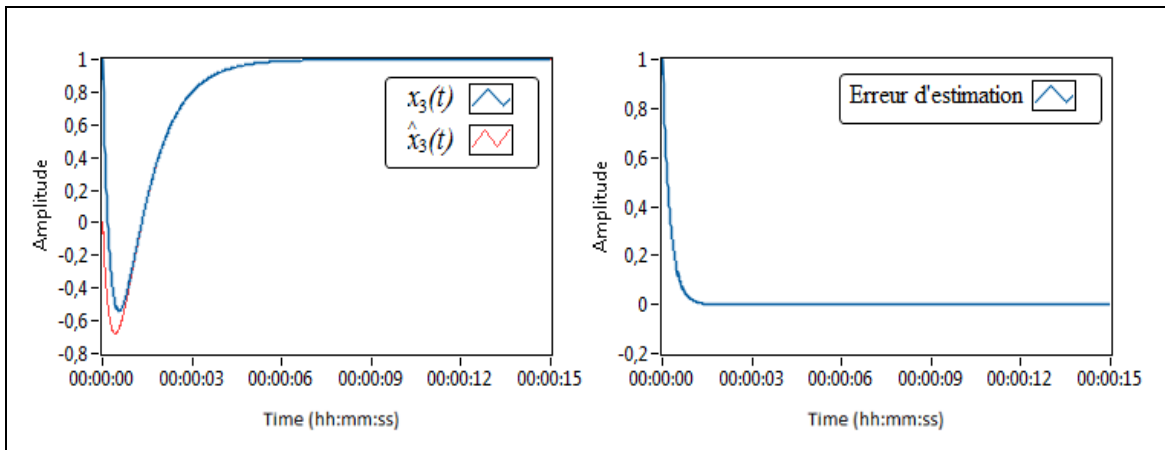


Fig. 3.4: Estimation et erreur d'estimation du 1^{er} état

Fig. 3.5: Estimation et erreur d'estimation du 2^{ème} étatFig. 3.6: Estimation et erreur d'estimation du 3^{ème} état

3.4.2 Observateur Proportionnel Intégral (OPI)

L'OPI est un observateur, dans lequel un terme supplémentaire qui est proportionnel à l'intégrale de l'erreur d'estimation de sortie est ajouté, afin d'obtenir la robustesse désirée. L'OPI semble être une alternative adéquate pour faire face aux systèmes incertains, ou pour mesurer les bruits. Cette dernière propriété peut être intéressante lorsque l'étude porte sur la détection et l'isolation des défauts dans un système [22]. Ici nous concevons OPI d'ordre plein, pour un système d'entrée inconnue, cet observateur estime à la fois les états du système et l'entrée inconnue. Les conditions d'existence de l'observateur dans cette approche sont moins sévères par rapport à celles présentées dans (3.4.2) (OEI d'ordre plein), essentiellement, la première condition du rang du théorème (5) qui exige que " $\text{rang}(CG) = \text{rang}(G)$ ".

a) Synthèse d'OPI pour un système à entrées inconnues

Un OPI pour le système dynamique à entrées inconnues représenté par (3.9) est défini par sa forme standard suivante :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) = A \hat{x}(t) + K_p (y - C \hat{x}) + B u(t) + G \hat{v}(t) \\ \hat{v}(t) = K_I (y - C \hat{x}) \end{cases} \quad (3.26)$$

Où: $\hat{x}(t) \in R^n$, $\hat{v}(t) \in R^q$ sont respectivement les vecteurs, d'état estimé et d'entrée inconnue estimée, $u(t) \in R^m$, $y(t) \in R^l$ sont les vecteurs d'entrées. $K_p \in R^{n \times l}$, $K_I \in R^{q \times l}$ sont les matrices de gains proportionnel et intégral respectivement.

L'origine de ces gains et une méthode de calcul sont démontrés ci dessous. La synthèse d'OPI à entrées inconnues est basée essentiellement sur un système augmenté du système original (3.9). Le système augmenté est donné par:

$$\begin{cases} \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{v} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A & G \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ v \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} B \\ 0 \end{pmatrix} u(t) \\ y(t) = \begin{pmatrix} C & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ v \end{pmatrix} \end{cases} \quad (3.27)$$

Posons :

$$z = \begin{pmatrix} x \\ v \end{pmatrix} ; \quad A_z = \begin{pmatrix} A & G \\ 0 & 0 \end{pmatrix} ; \quad B_z = \begin{pmatrix} B \\ 0 \end{pmatrix} ; \quad C_z = \begin{pmatrix} C & 0 \end{pmatrix}$$

Donc le système augmenté s'écrit comme suit :

$$\begin{cases} \dot{z}(t) = A_z z(t) + B_z u(t) \\ y(t) = C_z z(t) \end{cases} \quad (3.28)$$

Sous la seule condition d'observabilité ou de détectabilité de la paire (A_z, C_z) , un observateur classique de LUENBERGER pour le système (3.25) est donné par :

$$\begin{cases} \dot{\hat{z}}(t) = A_z \hat{z}(t) + K_z (y - C_z \hat{z}) + B_z u \\ \hat{y}(t) = C_z \hat{z}(t) \end{cases} \quad (3.29)$$

Ou sous sa forme compacte :

$$\begin{cases} \dot{\hat{z}}(t) = (A_z - K_z C_z) \hat{z}(t) + K_z y + B_z u \\ \hat{y}(t) = C_z \hat{z}(t) \end{cases} \quad (3.30)$$

Étant donné la paire (A_z, C_z) observable, un gain stabilisant K_z peut être calculé, par placement de pôles, de telle manière que la matrice $(A_z - K_z C)$ soit de Hurwitz. Dans ce cas posons $K_z = (K_p \ K_I)^t$, le système (3.26) s'écrit :

$$\begin{pmatrix} \dot{\hat{x}} \\ \dot{\hat{v}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A & G \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ v \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_p \\ K_I \end{pmatrix} (y - C \hat{x}) + \begin{pmatrix} B \\ 0 \end{pmatrix} u(t) \quad (3.31)$$

D'où :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) = A \hat{x}(t) + K_p (y - C \hat{x}) + B u(t) + G \hat{v}(t) \\ \dot{\hat{v}}(t) = K_I (y - C \hat{x}) \end{cases}$$

Donc le calcul du gain proportionnel et intégral se fait par placement de pôles. La matrice gain global K_z se compose donc de ' n ' premières lignes qui forment le gain proportionnel et les ' q ' dernières lignes qui forment la matrice de gain intégral.

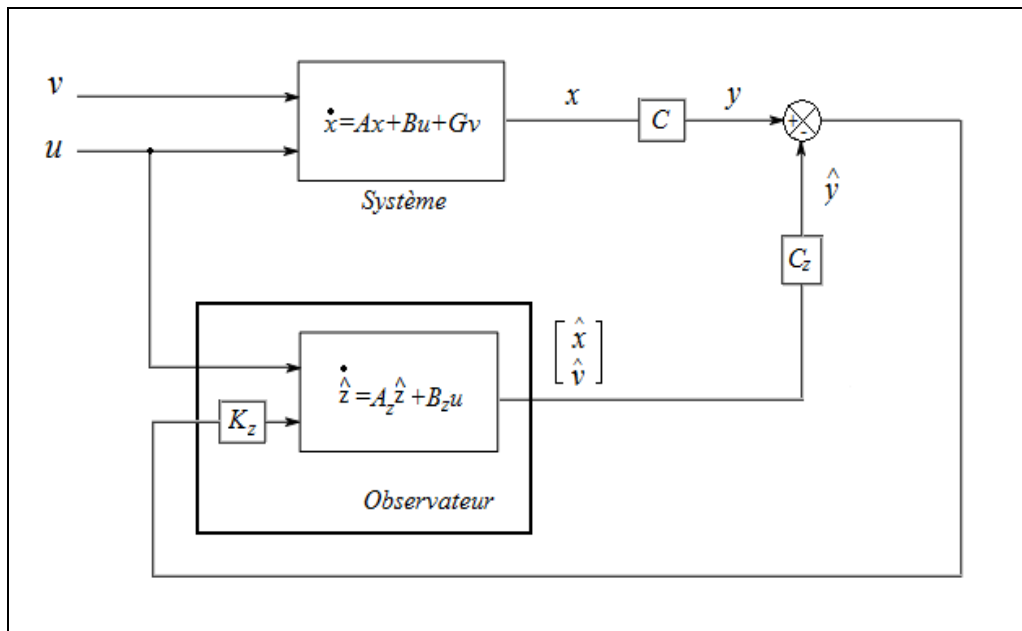


Fig. 3.7: Schéma fonctionnel d'un OPI

b) Exemple d'application

Dans cet exemple, on cherche à synthétiser un OPI pour le système (3.24) donné précédemment, cet observateur à la particularité qu'il estime, en plus des états du système, les entrées inconnues. Le système augmenté de (3.24) est donné par :

$$\begin{cases} \dot{z}(t) = A_z z(t) + B_z u(t) \\ y(t) = C_z z(t) \end{cases} \quad (3.32)$$

Avec :

$$A_z = \begin{pmatrix} -2 & -2 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & -3 & -4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} ; \quad B_z = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} ; \quad C_z = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

La matrice d'observabilité du système (3.32) est donnée par :

$$Ob = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -2 & -5 & -4 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 4 & 16 & 11 & -2 & -5 \\ 0 & -3 & -4 & 0 & 0 \\ -8 & -41 & -28 & 4 & 16 \\ 0 & 12 & 13 & 0 & -3 \\ 16 & 100 & 71 & -8 & -41 \end{pmatrix}$$

Étant donné que le rang de la matrice d'observabilité est égale à 5, le système (3.32) est complètement observable. On peut trouver donc une matrice de gain d'observateur K_z tel que la matrice $(A_z - K_z C)$, la matrice K_z correspondante est :

$$K_z = \begin{pmatrix} 9 & -679 \\ 3 & 71 \\ 215 & 259 \\ 11342 & -28716 \\ 75 & 157 \end{pmatrix}$$

Alors la matrice de gain proportionnel K_p est égale à :

$$K_p = \begin{pmatrix} 9 & -679 \\ 3 & 71 \\ 215 & 259 \end{pmatrix}$$

La matrice de gain intégral K_I égale :

$$K_I = \begin{pmatrix} 11342 & -28716 \\ 75 & 157 \end{pmatrix}$$

La simulation de cet observateur est faite sous les mêmes entrées connues et inconnues que pour l'exemple précédent c.a.d : $u(t)=1$ et $v(t)=[v_1(t) \ v_2(t)]^t$ avec $v_1(t)=-1$, $v_2(t)=2 \sin(20\pi t)$, et les mêmes conditions initiales $x(0)=[1 \ 1 \ 1]^t$. Les résultats de simulation sont présentés ci dessous.

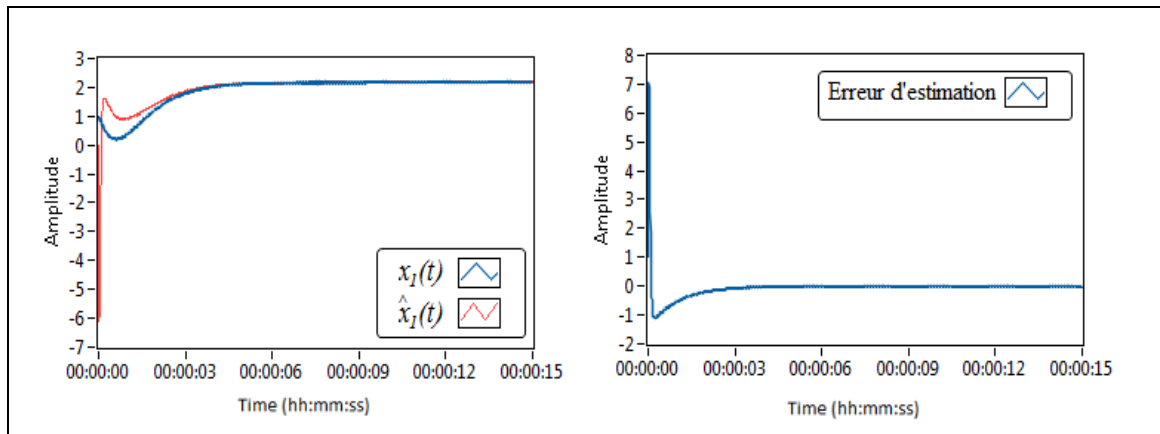


Fig. 3.8: Estimation et erreur d'estimation du 1^{er} état

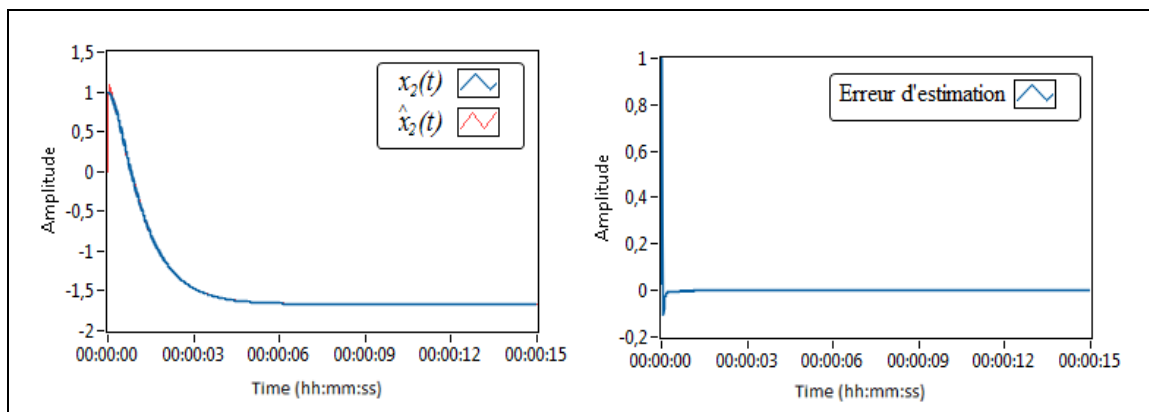


Fig. 3.9: Estimation et erreur d'estimation du 2^{eme} état

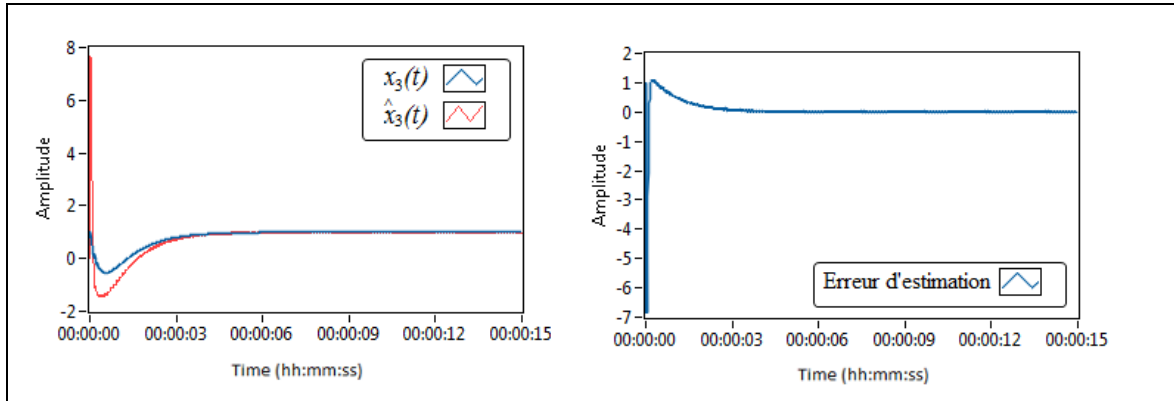


Fig. 3.10: Estimation et erreur d'estimation du 3^{ème} état

Les entrées inconnues et leurs estimations sont présentées ci-dessous :

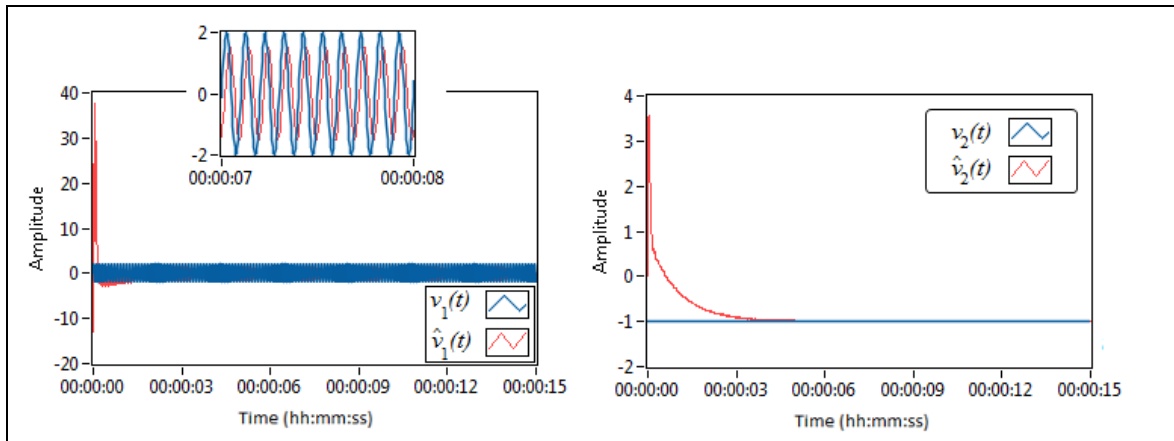


Fig. 3.11: Estimation des entrées inconnues

3.5 Observateur adaptatif pour les systèmes MIMO paramétriques

Pour les systèmes faisant intervenir des phénomènes bien connus, les lois physiques sont utilisées pour la modélisation, telles que les lois de Newton et d'Ohm, les lois de conservations de l'énergie et de la matière. Les modèles ainsi obtenus sont souvent paramétrés, par exemple, par des valeurs de masse ou de résistance électrique. La classe de modèles correspondant à différentes valeurs de paramètres est dite paramétrique [43].

Pour les modèles paramétriques, on a parfois besoin d'estimer conjointement l'état et les paramètres inconnus ou mal connus. Un tel algorithme porte le nom d'observateur

adaptatif. On suppose souvent que les paramètres inconnus sont constants, ce qui est raisonnable dans deux situations pratiques: soit les paramètres varient lentement, soit ils sont constants par morceaux avec de rares sauts. Une idée naturelle pour concevoir un observateur adaptatif est de considérer le système étendu en rajoutant les paramètres dans le vecteur d'état.[43]

On trouve dans la littérature plusieurs approches de synthèse d'observateurs adaptatifs pour des systèmes linéaires de type SISO (Single Input Single Output) [26][22] basées sur la mise sous forme canonique du système original. La synthèse d'observateurs adaptatifs pour des systèmes MIMO (Multiple Input Multiple Output) et un problème peu abordé, néanmoins, [45][46][5] proposent une approche de synthèse d'observateurs adaptatifs pour des systèmes linéaires MIMO qui n'exige pas de forme spéciale pour le modèle, ni de transformation statique ou dynamique. Cet approche est caractérisée par l'usage de matrice de gain variable dans le temps, qui assure une convergence globale des états et des paramètres inconnus.

a) Synthèse d'observateurs adaptatifs

Soit le système linéaire invariant dans le temps sous la forme suivante :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A x(t) + B u(t) + \varphi(t) + \Psi(t)\theta \\ y(t) = C x(t) \end{cases} \quad (3.33)$$

Où : $x(t) \in \mathbb{R}^n$, $u(t) \in \mathbb{R}^m$, $y(t) \in \mathbb{R}^l$, sont respectivement le vecteur d'état, d'entrée connue, et de sortie. Les matrices A , B , C , sont connues de dimensions appropriées. $\theta \in \mathbb{R}^p$ et le vecteur des paramètres inconnus, $\Psi(t) \in \mathbb{R}^{n \times p}$ et $\varphi(t) \in \mathbb{R}^n$ sont respectivement la matrice et le vecteur de signaux connus.

Théorème 6.[45]: Étant donné la paire (A,C) est détectable, alors il existe une matrice de gain constante K tel que la matrice $(A-KC)$ est une matrice de Hurwitz. Soit $\Gamma(t)$ une matrice de signal générée par le système dynamique suivant

$$\dot{\Gamma}(t) = (A - KC)\Gamma(t) + \Psi(t) \quad (3.34)$$

Supposant que $\Gamma(t)$ est bornée tel que

$$\int_t^{t+T} \Gamma'(\tau) C' \Sigma C \Gamma(\tau) d\tau \geq \delta I \quad (3.35)$$

Pour $t \geq 0$, $\delta > 0$, $T > 0$, et une matrice $\Sigma \in R^{l \times l}$ définie positive.

Alors le système dynamique suivant :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) = A \hat{x}(t) + B u(t) + \varphi(t) + \Psi(t) \hat{\theta} + [K + \Gamma(t) \Gamma'(t) C' \Sigma][y(t) - C \hat{x}(t)] \\ \dot{\hat{\theta}} = \Gamma'(t) C' \Sigma [y(t) - C \hat{x}(t)] \end{cases} \quad (3.36)$$

est un observateur adaptatif global pour le système (3.21) c.a.d pour n'importe quelles conditions initiales, $x(0)$, $\hat{x}(0)$, $\hat{\theta}(0)$ et $\forall \theta \in R^p$, l'erreur $\hat{x}(t) - x(t)$ et $\hat{\theta}(t) - \theta$ tendent vers zéro lorsque t tend vers l'infini.

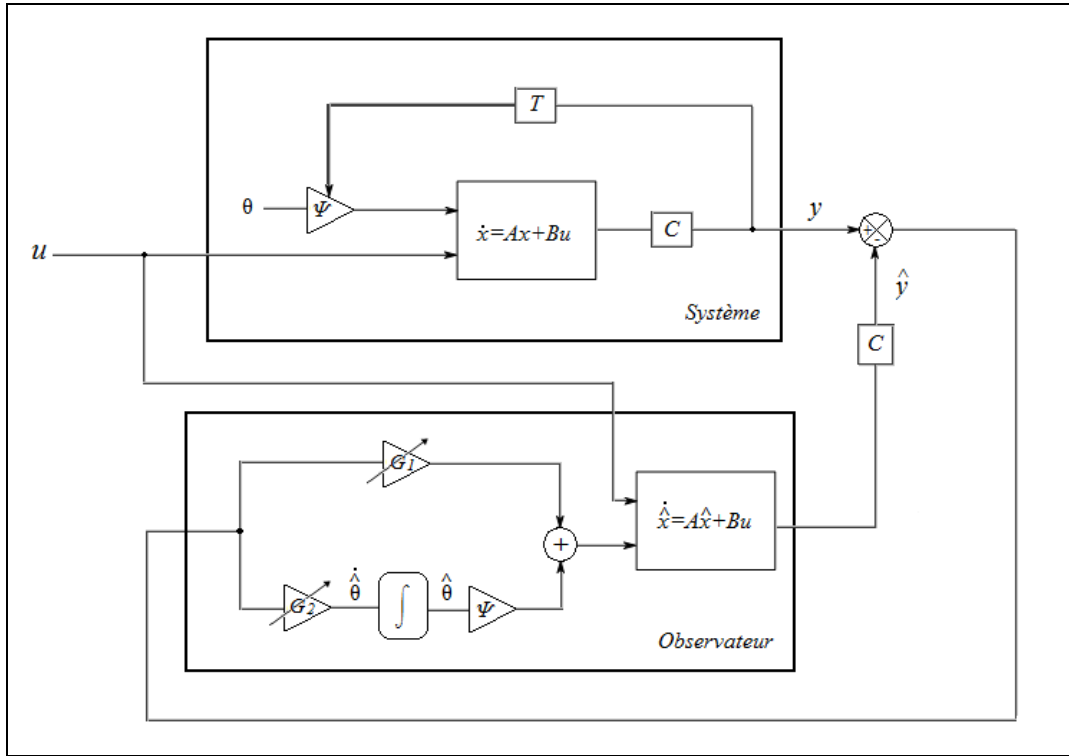


Fig. 3.12: Schéma fonctionnel de l'observateur adaptatif (3.36). ' $\varphi(t)=0$ '

Remarque 2. La matrice de gain K utilisée dans cet observateur a pour objectif la stabilisation de la paire (A, C) c.a.d la matrice $(A - K C)$ soit de Hurwitz. La matrice de gain total $[K + \Gamma(t) \Gamma'(t) C' \Sigma]$ de l'observateur est variante dans le temps.

b) Exemple d'application

Dans cet exemple illustratif on synthétise un observateur adaptatif pour le système donné par (3.37) : un modèle d'état d'une machine à courant continu à excitation séparée.

$$\begin{cases} \begin{pmatrix} \dot{\Omega} \\ \dot{I} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -C/J & K/J \\ -K/L & -R/L \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Omega \\ I \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 1/L \end{pmatrix} u \\ y = (0 \ 1) \begin{pmatrix} \Omega \\ I \end{pmatrix} \end{cases} \quad (3.37)$$

Avec : I et Ω sont respectivement le courant rotorique et la vitesse de rotation de la machine, qui représentent les états du modèle, R et L sont respectivement la résistance et l'inductance rotorique de la machine, C , J et K représentent le coefficient de frottement visqueux, l'inertie, et la constante de couple de la machine en question, respectivement.

Admettons que les paramètres L, C, J et K sont connus parfaitement, et que la valeur de la résistance rotorique est inconnue, on cherche alors à estimer, en plus des états du modèle (I et Ω) le paramètre $-R/L$ dans le modèle (3.37), une déduction de la résistance R est faite par la suite. On met d'abord le système (3.37) sous la forme donnée par (3.33). Posons, $\alpha = -R/L$, (3.37) s'écrit :

$$\begin{cases} \begin{pmatrix} \dot{\Omega} \\ \dot{I} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -C/J & K/J \\ -K/L & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Omega \\ I \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 1/L \end{pmatrix} u + \begin{pmatrix} 0 \\ I \end{pmatrix} \alpha \\ y = (0 \ 1) \begin{pmatrix} \Omega \\ I \end{pmatrix} \end{cases} \quad (3.38)$$

Par analogie avec le modèle (3.33) on a : $\theta = \alpha \in R$, est le vecteur des paramètres inconnus,

$\Psi(t) = \begin{pmatrix} 0 & I \end{pmatrix}^t \in R^{2 \times 1}$ est la matrice de signal connu, $\varphi(t)$ est un vecteur de signal nul.

Une synthèse d'un observateur adaptatif est faite sur la base de modèle (3.38). Les paramètres du modèle sont comme suit : $R=0.01 \ \Omega$; $L=0.005 \ \text{H}$; $K=6 \ \text{N.m/A}$; $C=23 \ \text{N.m.s}$; $J=18 \ \text{kg.m}^2$ ce qui fait $\alpha = -2$. Les paramètres de l'observateur sont pris comme suit : $K=[0.31 \ 13.72]^t$ qui correspond à un placement de pôles à $[-5, -10]$; $\Sigma=20$. Les résultats de simulation sont présentés ci dessous. La figure (3.13) représente l'entrée du modèle (simulation d'un démarrage progressif)

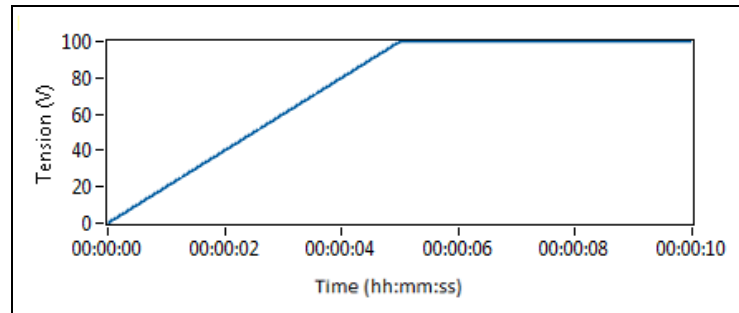


Fig. 3.13: Tension d'entrée du moteur DC

Les figures (3.14) (3.15) représentent les états à estimer, leurs estimations et les erreurs d'estimation correspondantes, la figure (3.16) représente le paramètre estimé.

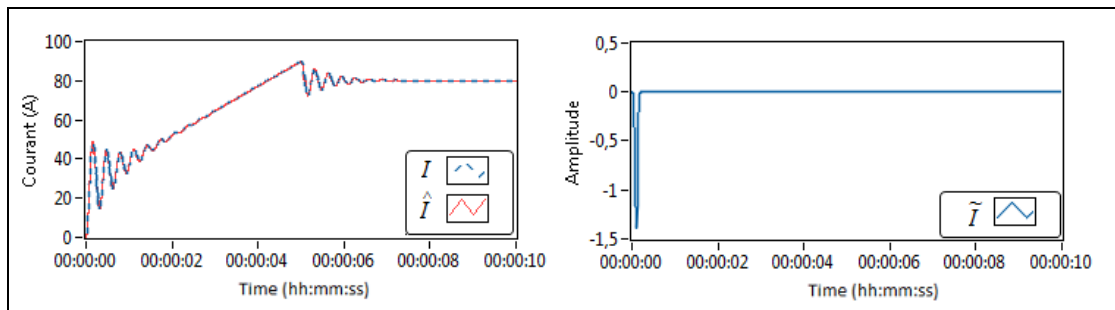


Fig. 3.14 : Le courant rotorique et l'erreur d'estimation

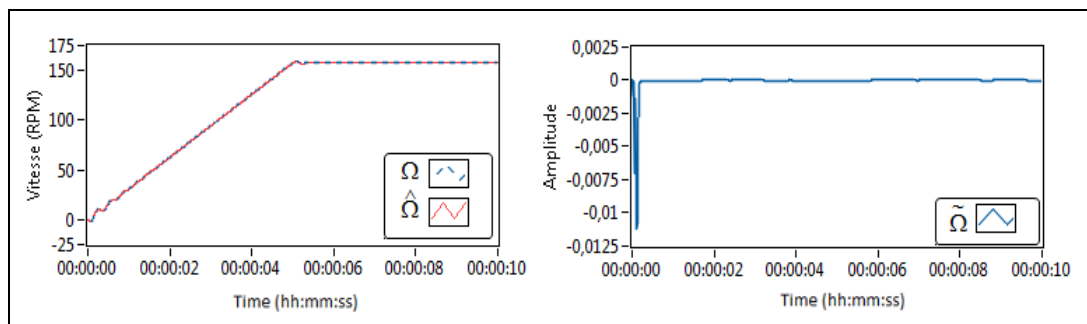


Fig. 3.15 : La vitesse de rotation et l'erreur d'estimation

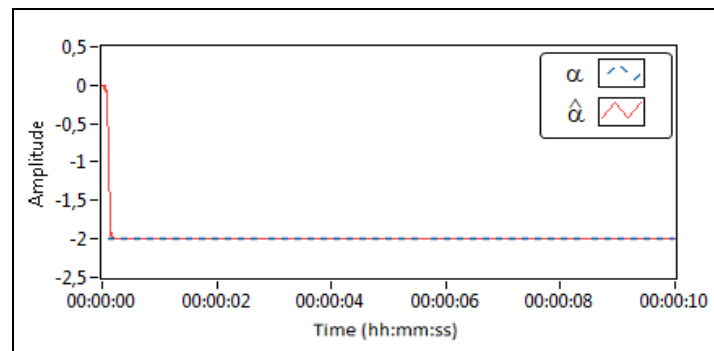


Fig. 3.16 : Paramètre à estimer et le paramètre estimé

Ces résultats montrent que l'erreur d'estimation des états et du paramètre estimé converge vers zéro après un temps t d'environ 200 ms.

3.6 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons énoncé quelques définitions relatives aux observateurs telles que la notion d'observabilité et de la détectabilité, nous avons également rappelé quelques définitions de stabilité des observateurs à savoir la stabilité asymptotique et exponentielle. Nous avons présenté par la suite quelques types d'observateurs utiles dans la suite de ce travail avec des exemples d'appui. Il arrive plus souvent que la combinaison de plusieurs types d'observateurs donne naissance à d'autre plus sophistiqué, c'est pourquoi dans le prochaine chapitre on présente la synthèse d'un observateur adaptatif à entrées inconnus (combinaison d'un observateur adaptatif et un autre à entrées inconnus), l'application de cet observateur va porter sur le système de forage rotary modélisé dans le chapitre précédent, afin d'estimer essentiellement la vitesse de rotation au fond de la garniture de forage (vitesse de rotation de l'outil) et le couple résistant dû aux frottements et à la coupe de la roche.

CHAPITRE 4:

SYNTHÈSE D'OBSERVATEUR ADAPTATIF À ENTRÉES INCONNUES

4.1 Introduction

La connaissance de la vitesse de rotation de l'outil de forage et le couple résistant à la rotation de ce dernier lors d'un processus de forage pétrolier consiste deux grandeurs indispensables à la maîtrise et l'optimisation d'un forage pétrolier. On se sert à cet effet d'un observateur qui estime ces deux grandeurs. Dans ce chapitre on synthétise un observateur pour le système de forage rotary donné par le modèle (2.14). Cet observateur a la particularité qu'il estime en plus des états du système, l'entrée inconnue (Tob) et les paramètres inconnus. On teste par la suite, les performances d'un tel observateur en cas de présence des oscillations stick-slip et en cas de présence des perturbations sur le poids sur l'outil (Wob).

4.2 Synthèse de l'observateur

Considérons le modèle d'état donné par le système (2.14), sauf que pour cette fois Tob (Ω_b, Wob) est considéré comme une perturbation c.a.d que le modèle de contact outil-roche donné dans (2.4) est omis, ce qui fait que le système (2.14) puisse se mettre sous une forme d'état linéaire à deux entrées l'une connue (v) et l'autre inconnue (Tob) comme suit:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A x(t) + B v(t) + G Tob(t) \\ y(t) = C x(t) \end{cases} \quad (4.1)$$

Ou: $x(t) \in R^4$ est le vecteur d'état, $v(t) \in R$ est l'entrée connue, $Tob(t) \in R$ est l'entrée inconnue, $y(t) \in R^2$ est le vecteur sortie. Les matrices A,B,C sont de dimensions appropriées avec :

$$x = \begin{pmatrix} \Phi \\ \Omega_t \\ \Omega_b \\ i \end{pmatrix}, \quad A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & -1 & 0 \\ \frac{-k}{J_t} & \frac{-C_t}{J_t} & 0 & n\frac{K}{J_t} \\ \frac{k}{J_b} & 0 & \frac{-C_b}{J_b} & 0 \\ 0 & -n\frac{K}{l} & 0 & \frac{-r}{l} \end{pmatrix}, \quad B = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{l} \end{pmatrix}, \quad G = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{-1}{J_b} \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$C = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Cette formulation du problème est primordiale pour l'élaboration d'un observateur à entrée inconnue pour le système (2.14).

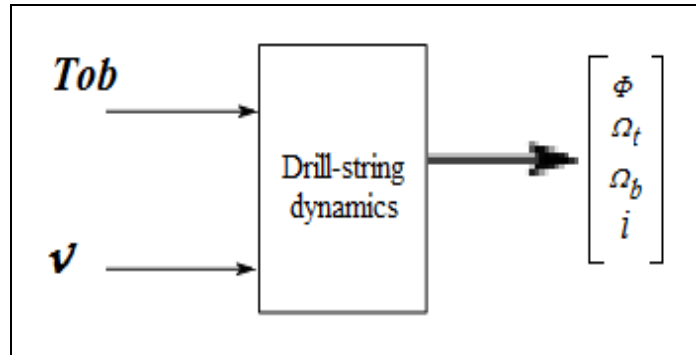


Fig. 4.1: Diagramme structurel du modèle (4.1)

Donc sur la base du modèle (4.1) on synthétise un observateur à entrée inconnue ou l'entrée inconnue est le couple sur l'outil (Tob). On vérifie d'abord les conditions d'existence d'un tel observateur. L'observateur à entrées inconnues (OEI) présenté dans le paragraphe (3.4.1) n'est pas applicable pour ce modèle, car la condition du rang donné par le théorème 5 n'est pas vérifiée.

$$\text{rang}(CG) \neq \text{rang}(G)$$

C'est pourquoi on a recours à l'observateur proportionnel intégral (OPI) présenté dans le paragraphe (3.4.2). Cet observateur, comme déjà énoncé, a la propriété qu'il estime en plus des états du système, l'entrée inconnue c.a.d (Tob). Le système augmenté correspondant au système (4.1) est donné ci dessous ou l'entrée inconnue est considérée comme un état en plus.

$$\begin{cases} \begin{pmatrix} \dot{x}(t) \\ \dot{Tob}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A & G \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x(t) \\ Tob(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} B \\ 0 \end{pmatrix} v(t) \\ y(t) = (C \ 0) \begin{pmatrix} x(t) \\ Tob(t) \end{pmatrix} \end{cases} \quad (4.2)$$

Posons :

$$z = (x \ Tob)^t ; \quad A_z = \begin{pmatrix} A & G \\ 0 & 0 \end{pmatrix} ; \quad B_z = (B \ 0)^t ; \quad C_z = (C \ 0)$$

Le système (4.2) s'écrit :

$$\begin{cases} \dot{z}(t) = A_z z(t) + B_z v(t) \\ y(t) = C_z z(t) \end{cases} \quad (4.3)$$

Ou: $z(t) \in R^5$ est le vecteur d'état , $v(t) \in R$ est l'entrée connue, $y(t) \in R^2$ est le vecteur de sortie. Les matrices A_z, B_z, C_z sont de dimensions appropriées.

En plus de l'estimation de l'entrée inconnue on veut que cet observateur s'adapte à la variation des paramètres du système (4.3), on suppose que les paramètres du modèle sont connues sauf le paramètre (nK/J_l) qui est totalement inconnu et le paramètre ($-nK/l$) qui est incertain, l'observateur conçu doit donc s'adapter aux changements de ces deux derniers paramètres. Pour cela une réécriture de ce système est faite afin qu'il soit adéquat à la forme (3.33) présentée dans le paragraphe (3.4.4).

$$\begin{cases} \dot{z}(t) = \bar{A}_z z(t) + B_z v(t) + \Psi(t)\theta \\ y(t) = C_z z(t) \end{cases} \quad (4.4)$$

Ou: $z(t) \in R^5$ est le vecteur d'état , $v(t) \in R$ est l'entrée connue, $y(t) \in R^2$ est le vecteur de sortie. $\Psi(t) \in R^{5 \times 2}$ est une matrice de signaux connus, $\theta = (\alpha_1 \ \alpha_2)$ est le vecteur des paramètres inconnus à estimer.

Avec :

$$\begin{cases} \alpha_1 = n \frac{K}{J_t} \\ \alpha_2 = -n \frac{K}{l} - (-8639) \end{cases} \quad \bar{A}_z = \begin{pmatrix} 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\ \frac{-k}{J_t} & \frac{-C_t}{J_t} & 0 & (0) & 0 \\ \frac{k}{J_b} & 0 & \frac{-C_b}{J_b} & 0 & \frac{-1}{J_b} \\ 0 & (-8639) & 0 & \frac{-r}{l} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad \Psi(t) = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ \Omega_t & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & i \\ 0 & 0 \end{pmatrix}$$

On peut aisément vérifier que $A_z z(t) = \bar{A}_z z(t) + \Psi(t) \theta$.

Étant donné que la paire $(\bar{A}_z, C_z)$ est observable, une matrice de signal $\Gamma(t) \in R^{5 \times 2}$ peut être généré par le système suivant :

$$\dot{\Gamma}(t) = (\bar{A}_z - L C_z) \Gamma(t) + \Psi(t) \quad (4.5)$$

Où la matrice $L \in R^{5 \times 2}$ est calculée par placement de pôles afin de stabiliser la paire $(\bar{A}_z, C_z)$ c.a.d que la matrice $(\bar{A}_z - L C_z)$ soit de Hurwitz. L'observateur adaptatif à entrée inconnue pour le système de forage rotary donné par le modèle (2.14) est finalement donné par le système dynamique suivant :

$$\begin{cases} \dot{\hat{z}}(t) = \bar{A}_z \hat{z}(t) + B_z u(t) + \Psi(t) \hat{\theta} + [L + \Gamma(t) \Gamma'(t) C_z' \Sigma] [y(t) - C_z \hat{z}(t)] \\ \dot{\hat{\theta}} = \Gamma'(t) C_z' \Sigma [y(t) - C_z \hat{z}(t)] \end{cases} \quad (4.6)$$

Notons que la matrice de gain global $[K + \Gamma(t) \Gamma'(t) C_z' \Sigma]$ de l'observateur est variante dans le temps, $\Gamma(t)$ est la matrice générée par le système dynamique (4.5), $\Sigma \in R^{2 \times 2}$ est une matrice définie positive.

4.3 Résultats de simulation

La simulation de cet observateur est faite en deux parties la première sans aucune adaptation paramétrique où on constate que l'observateur échoue dans l'estimation des

états. La deuxième partie avec adaptation paramétrique où on teste les performances de l'observateur contre des variations paramétriques et contre une entrée inconnue perturbée. Les paramètres du modèle du système de forage rotary sont ceux donnés dans les tables 2.1 et 2.2, les paramètres de l'observateur sont donnés ci-après.

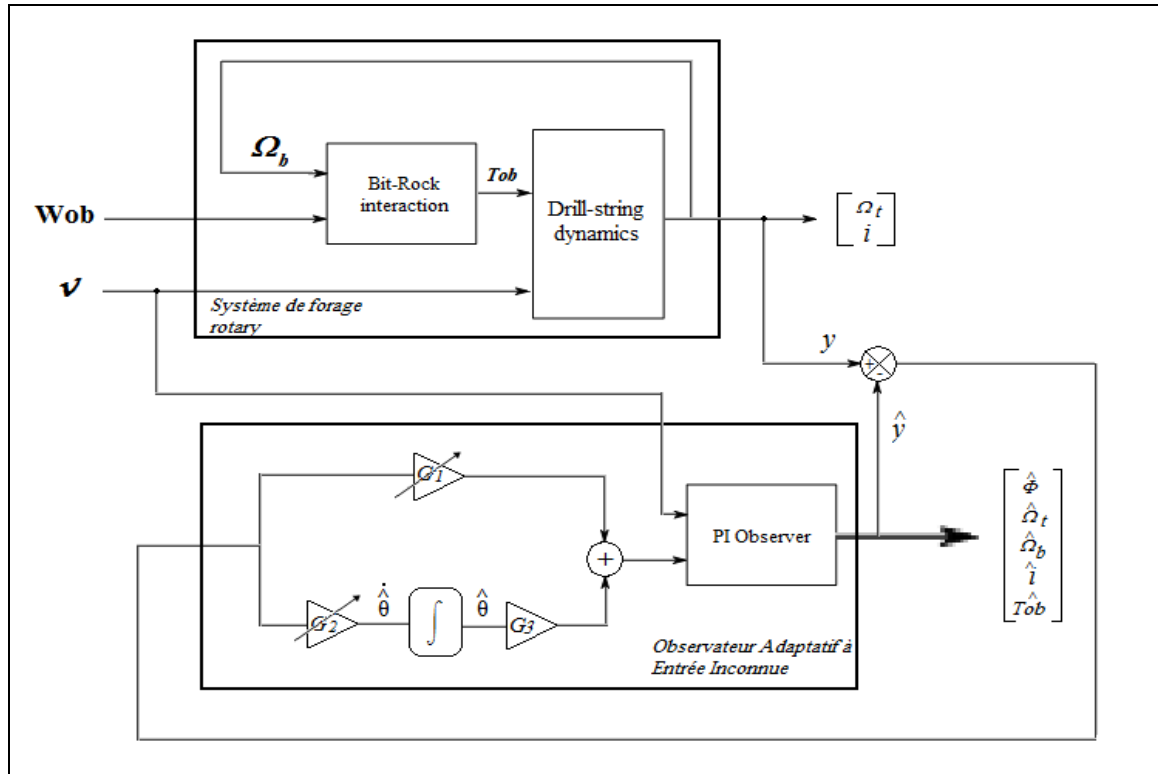


Fig. 4.2: Schéma de principe de l'observateur (4.6)

4.3.1 Simulation sans adaptation paramétrique

Pour cela il suffit de poser la matrice $\Sigma=0$. Les entrées : tension continue (v) et poids sur l'outil (Wob) pour cette simulation sont présentées par la figure(4.3)

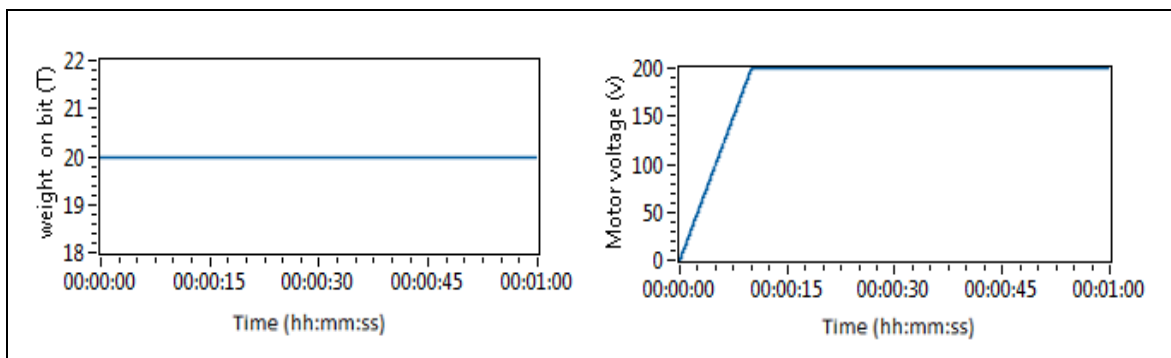


Fig. 4.3: Entrées du système de forage rotary

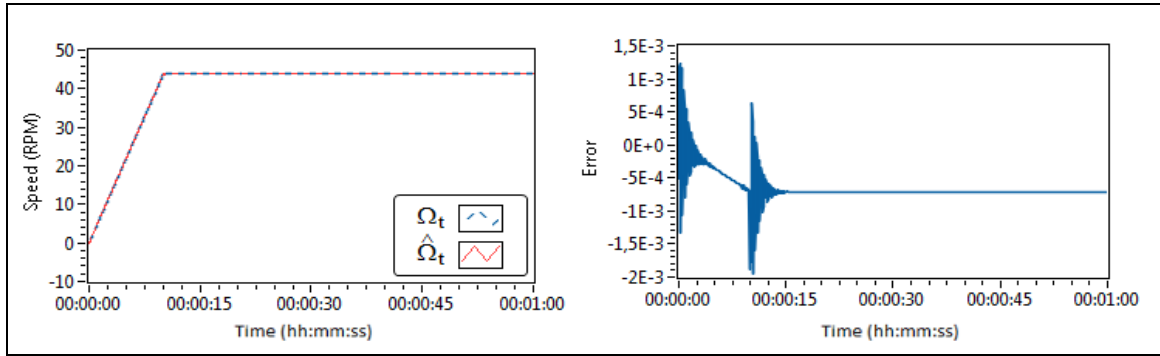


Fig. 4.4: Vitesse de rotation à la surface et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite)

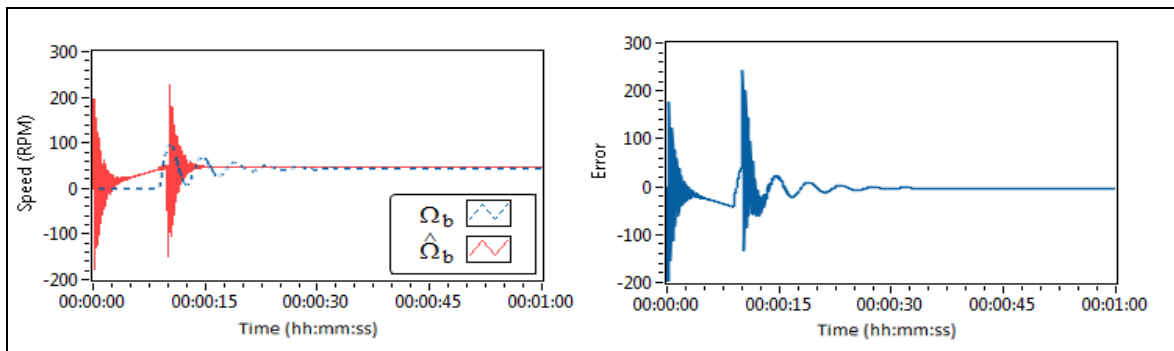


Fig. 4.5: Vitesse de rotation de BHA et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite)

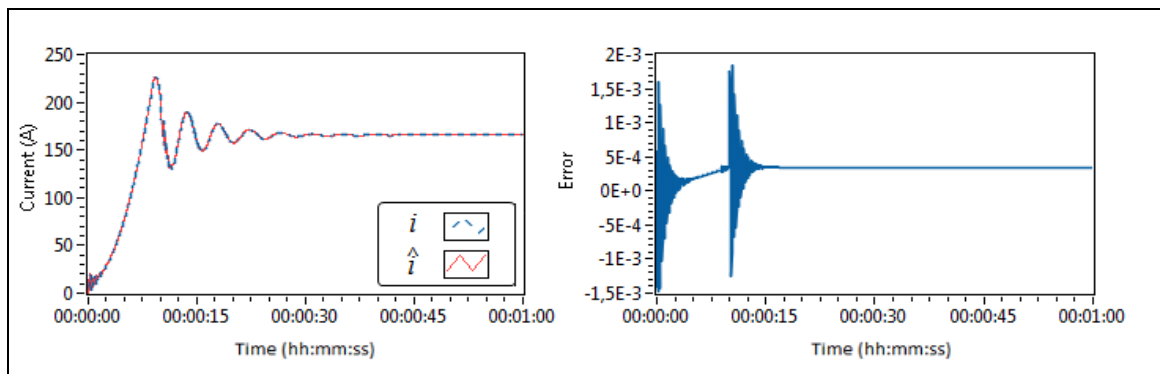


Fig. 4.6: Courant rotorique et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite)

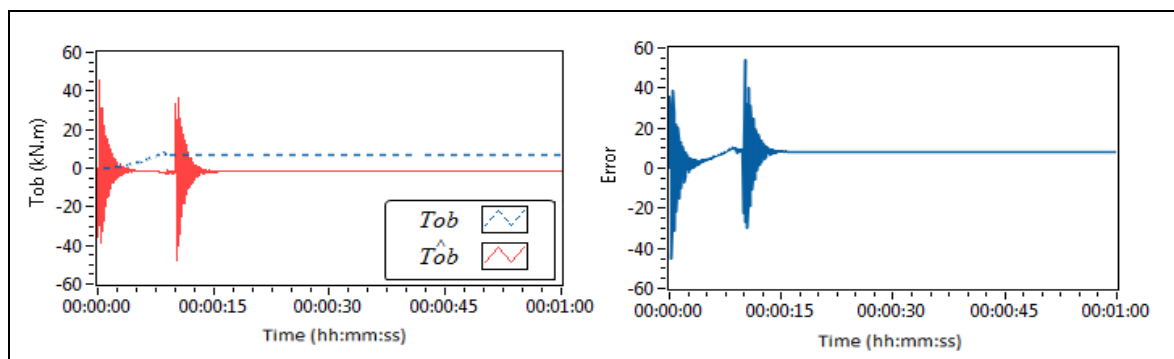


Fig. 4.7: Couple sur l'outil et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite)

Malgré que l'observateur parvient à estimer les deux états, vitesse de rotation à la surface (Ω_t) et le courant rotorique (i), bien que l'erreur d'estimation ne converge pas à zéro (erreur statique de l'ordre de 10^{-4}) figure (4.4) et (4.6), on voit bien qu'il est incapable d'estimer la vitesse de rotation de BHA (Ω_b) et le couple sur l'outil (T_{ob}), la chose que l'on peut voir sur les figures (4.5) et (4.7)

4.3.2 Simulation avec adaptation paramétrique

Dans cette partie, on pose $\Sigma = 67 \times 10^4 \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$, les valeurs initiales des états et des paramètres à estimer sont $\hat{x}(t)=0$, $\hat{\alpha}_1=0$, $\hat{\alpha}_2=-0.9$, les entrées du système: tension continue (v) et poids sur l'outil (W_{ob}) pour cette simulation sont données par la figure (4.8). Pour un placement de pôles approprié, les performances de l'observateur sont montrées sur les figures ci-dessous.

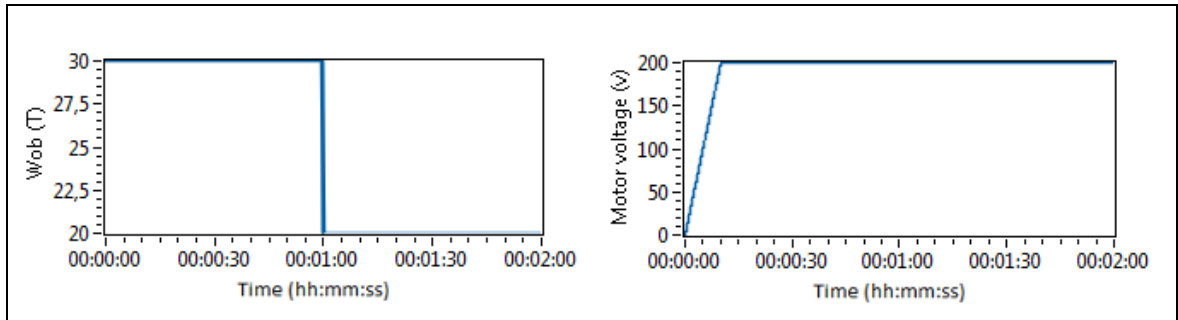


Fig. 4.8: Entrées du système de forage rotary

Dans un premier temps la garniture de forage subit des vibrations stick-slip $t \in [0,1]$ min, en réduisant le poids sur l'outil à $t=1$ min, les vibrations s'éliminent figure (4.10). L'observateur montre une bonne performance en présence et en absence de ces vibrations. Les résultats de simulation sont présentés ci-dessous.

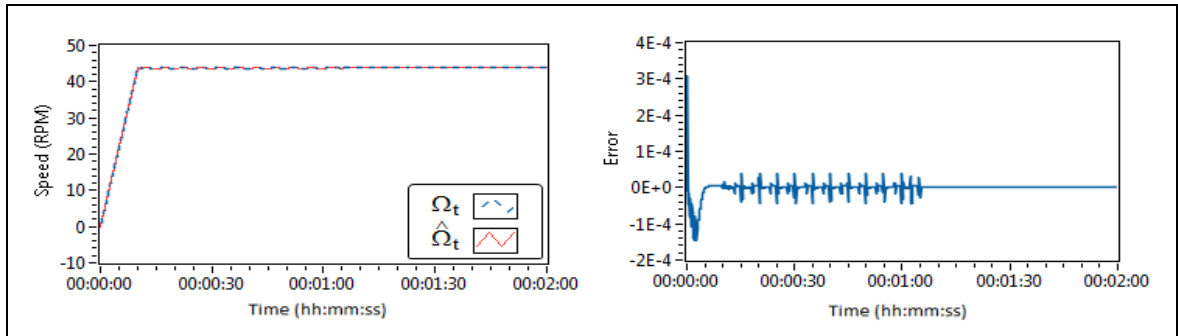


Fig. 4.9: Vitesse de rotation à la surface et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite)

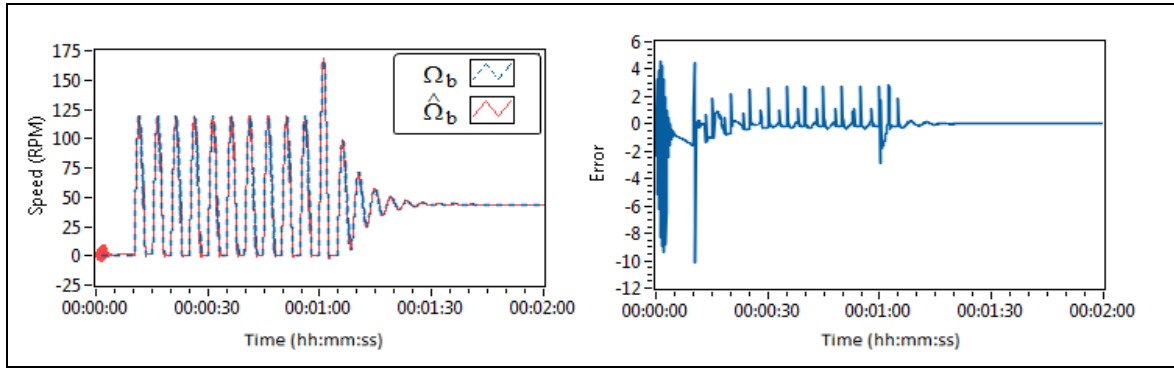


Fig. 4.10: Vitesse de rotation du BHA et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite)

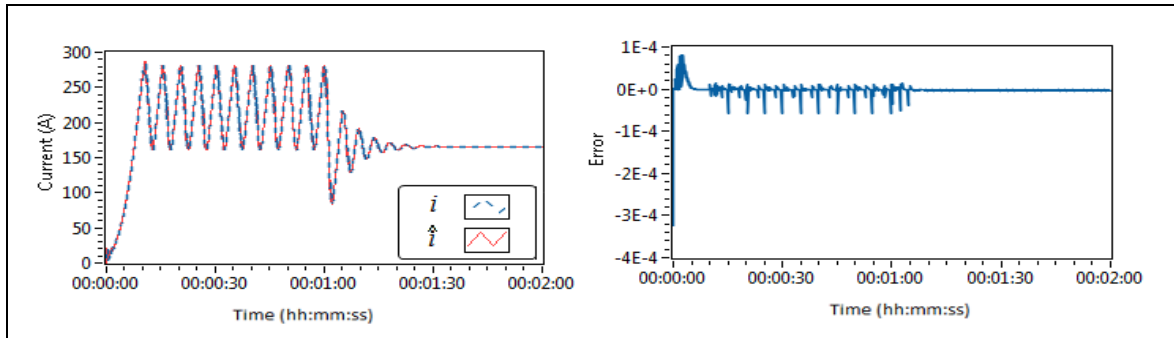


Fig. 4.11: Courant rotorique et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite)

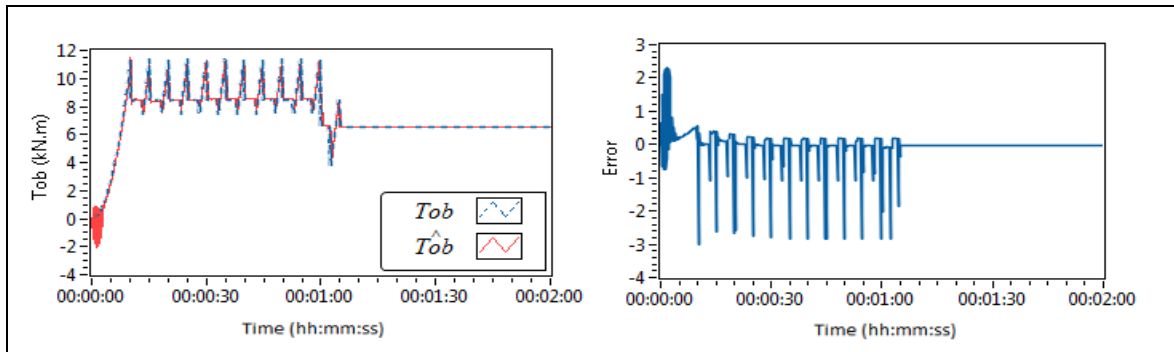


Fig. 4.12: Couple sur l'outil et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite)

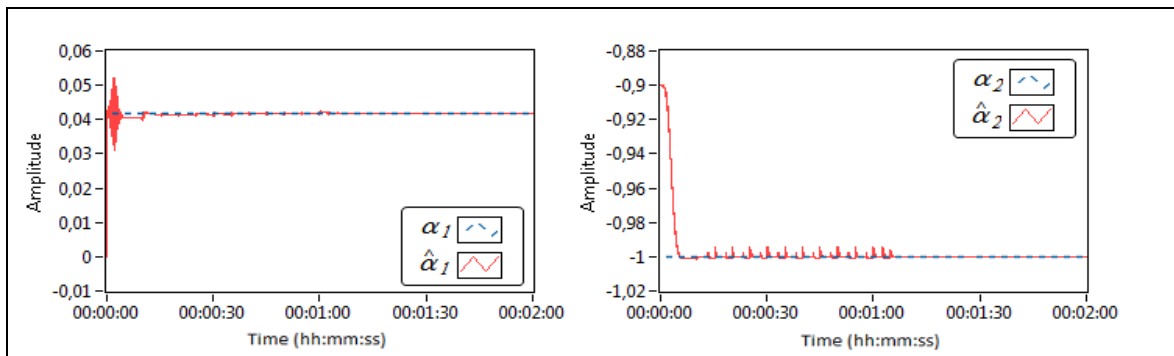


Fig. 4.13: Paramètres exactes et paramètres estimés

Ces figures montrent que les états de l'observateur, les paramètres à estimer et l'entrée inconnue, convergent vers les valeurs exactes du modèle donc les erreurs d'estimation convergent asymptotiquement vers zéro, au moment où les vibrations stick-slip seraient disparus ($t > 1\text{min}$), autrement les valeurs estimées oscillent autour des valeurs exactes.

4.3.3 Simulation avec adaptation paramétrique sous une entrée perturbée.

Pour être plus proche du cas réel, les performance de l'observateur sont testées dans cette partie contre une entrée (Wob) perturbées par un signal aléatoire qui simule l'effet des vibrations axiales de la garniture de forage figure (4.14). Cette fois les paramètres de

l'observateur sont $\Sigma = 10^6 \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$, les valeurs initiales des états et des paramètres à estimer sont $\hat{x}(t)=0$, $\hat{\alpha}_1=0$, $\hat{\alpha}_2=-0.9$. Les entrées du système de forage sont présentées par la figure (4.14). Pour un placement de pôles approprié,

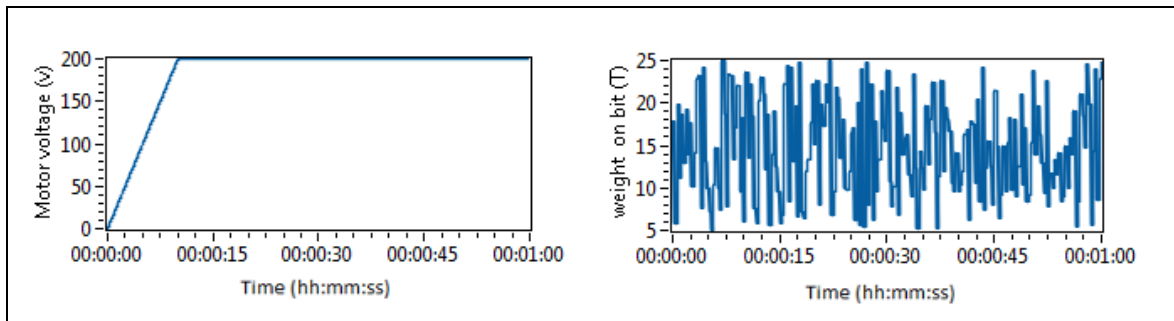


Fig. 4.14: Entrées du système de forage rotary

Les performance de l'observateur sont montrées sur les figure ci-après.

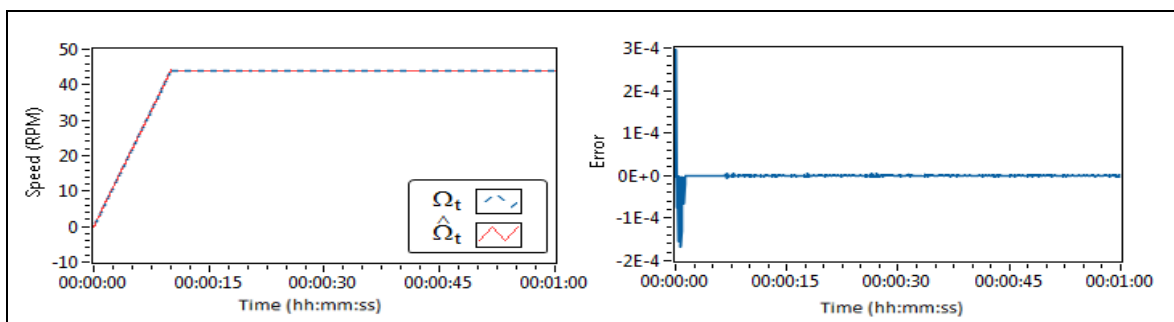


Fig. 4.15: Vitesse de rotation à la surface et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite)

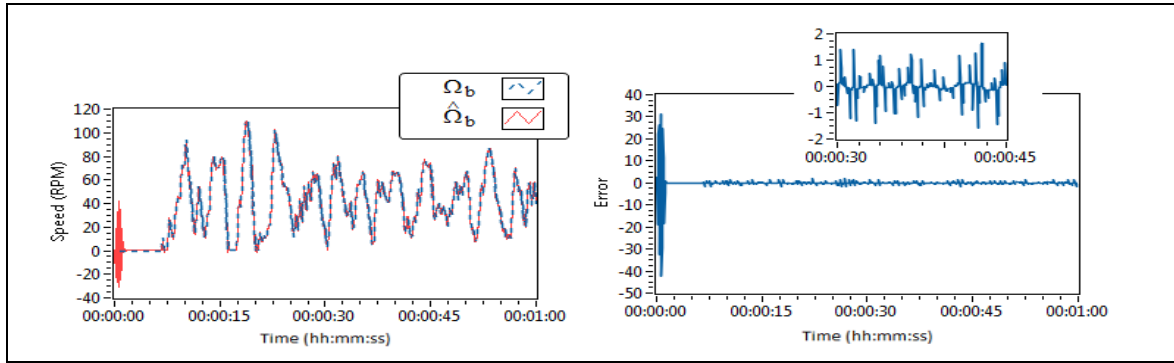


Fig. 4.16: Vitesse de rotation de BHA et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite)

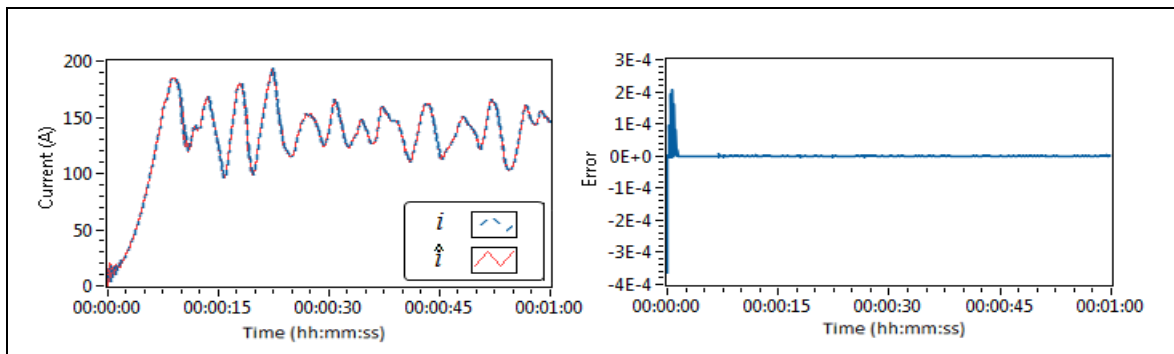


Fig. 4.17: Courant rotorique et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite)

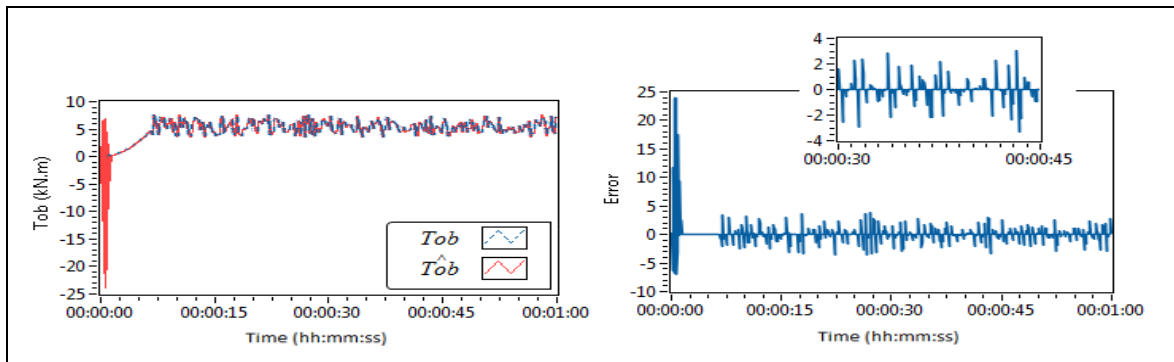


Fig. 4.18: Couple sur l'outil et son estimation (à gauche). Erreur d'estimation (à droite)

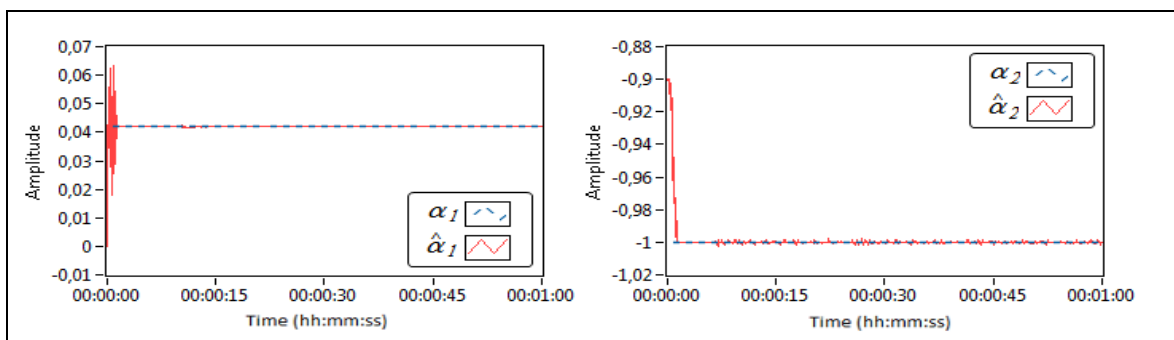


Fig. 4.19: Paramètres exacte et paramètres estimées

4.4 Conclusion

Les résultats de simulation sous LABVIEW montrent une bonne performance de l'observateur adaptatif à entrée inconnue vis à vis les incertitudes des paramètres du modèle et les entrées inconnues. En effet, cet observateur estime en plus des états du modèle, les paramètres et l'entrée inconnus avec une bonne précision en un temps finis même en présence des perturbations sur l'entrée inconnue.

CONCLUSION GÉNÉRALE ET PERSPECTIVES

Le Stick-Slip provoque des arrêts cycliques de l'outil ce qui conduit généralement à la rupture de la garniture de forage et la perte du trépan. Le travail présenté dans ce mémoire a mis en œuvre une étude en simulation des vibrations de type stick slip d'un système de forage rotary, l'objectif réside essentiellement à concevoir un système dynamique capable d'estimer principalement la vitesse de rotation de l'outil de forage et le couple résistant à la rotation de ce dernier en présence des paramètres inconnus ou mal connus. A cet effet une modélisation du système de forage rotary et une synthèse d'un observateur adaptatif à entrées inconnues sont données, des simulations sous LABVIEW sont faites afin de valider les résultats théoriques.

Le premier chapitre est consacré à des généralités sur les systèmes de forage rotary, où on a présenté une description générale du système de forage et les principaux équipements qu'ils le forment, nous avons présenté également les types de vibrations que la garniture de forage subisse et finalement les paramètres de forage qui agissent sur le bon déroulement de ce processus.

Dans le deuxième chapitre, nous avons donné un modèle du système de forage qui prend en considération la dynamique de la garniture, le système de motorisation et le modèle de contact outil-roche, des simulations sont faites par la suite afin d'approuver le modèle donné.

Dans le troisième chapitre on a étalé quelques définitions relatives aux observateurs à savoir l'observabilité, la détectabilité, la convergence asymptotique et exponentielle. On a présenté également les conditions d'existence et la démarche de synthèse d'observateurs à entrées inconnues et un observateur adaptatif où l'adaptation paramétrique se comporte

comme un système dynamique et pas comme un algorithme récursif classique. Des exemples illustratifs sont donnés par la suite.

Dans le dernier chapitre une synthèse d'observateur adaptatif à entrées inconnue est faite sur la base des observateurs déjà présentés, l'application porte sur le système de forage rotary, les résultats de simulations présentés dans ce chapitre montrent que les objectifs de ce mémoire sont atteints à savoir l'estimation de la dynamique stick-slip de l'outil de forage et le couple sur l'outil (*Tob*) en présence des paramètres incertains et/ou inconnus et des vibrations axiales de la garniture de forage simulées ici par des perturbations sur le poids sur l'outil (*Wob*).

Au final, le travail effectué dans ce mémoire nous mène à penser aux perspectives suivantes :

- La perspective la plus directe consiste à valider cet observateur sur un système de forage rotary réel.
- On peut envisager d'étendre le nombre de paramètres à estimer par l'observateur car en réalité peu de paramètres dans le modèle sont certains.
- L'application d'une commande adaptative sur la base de cet observateur qui a pour objectif l'élimination des vibrations de torsion et le stick-slip qui se présentent sur la garniture de forage

ANNEXE A

CALCUL DES PARAMÈTRES DU MODÈLE

A.1 Constante de raideur des tige des forage

La constante de raideur (k) des tiges de forage est donnée par :

$$k = \frac{M_p G}{L_p} \quad (\text{A.1})$$

Avec :

G : Module de cisaillement des tiges de forage (Mpa) ou (N/m²),

L_p : Longueur des tiges de forage (m),

M_p : Moment quadratique des tiges de forage .(m⁴)

Tel-que :

$$M_p = \frac{\pi}{2} (R_p^4 - r_p^4) \quad (\text{A.2})$$

R_p : Rayon externe des tiges de forage (m),

r_p : Rayon interne des tiges de forage (m),

A.2 Moments d'inerties des tiges de forage et de BHA

Les moments d'inertie de BHA (J_c) et des tiges de forage (J_p) sont donnés par les formules suivantes :

$$J_c = \frac{1}{2} \rho \pi L_c (R_c^4 - r_c^4) \quad (\text{A.3})$$

$$J_p = \frac{1}{2} \rho \pi L_p (R_p^4 - r_p^4) \quad (\text{A.4})$$

Avec :

R_c (R_p): Rayon externe de BHA (tige de forage) (m),

r_c (r_p): Rayon interne de BHA (tige de forage) (m),

ρ : Masse volumique (de l'acier) (kg/m^3).

A.3 Moments d'inerties équivalents

Dans une modélisation traditionnelle du système pendule de torsion l'inertie du file de torsion est négligeable, or c'est pas le cas dans notre étude où l'inertie des tiges de forage ne doit pas être négligé, d'où l'étude suivante est faite.

Supposant un ressort de masse non négligeable (m) et d'une longueur (l) au repos, sa extrémité gauche et fixe par contre celle de droite se déplace avec les vitesse v ressort est discrétisé en masses partielles (dm) d'abscisse y .

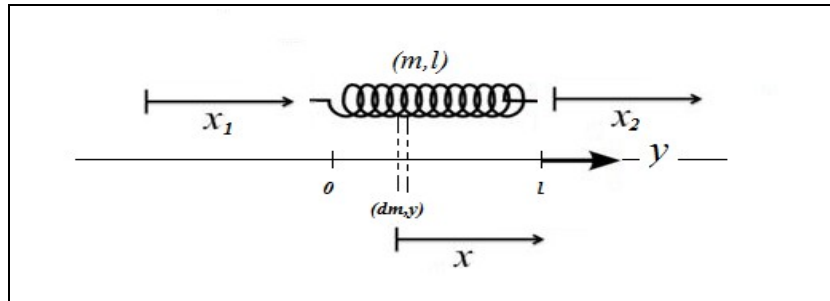


Fig A.1: Discrétisation du ressort à masse non négligeable

La vitesse de déplacement de la masse partielle repérée par l'abscisse y et supposé proportionnelle aux vitesses déplacement des deux extrémités v_1 et v_2 donc : La vitesse de déplacement de la masse partielle $v(y)$ et donné par superposition:

$$v(y) = \frac{y}{l} v_2 + \frac{l-y}{l} v_1 \quad (\text{A.5})$$

Où : $y \in [0, l]$

L'énergie cinétique de la masse partielles :

$$dE_c = \frac{1}{2} dm (v(y))^2 \quad (\text{A.6})$$

Donc :

$$dE_c = \frac{1}{2} dm \left(\frac{y}{l} v_2 \right)^2 + \frac{1}{2} dm \left(\frac{l-y}{l} v_1 \right)^2 + \frac{1}{2} dm \frac{(yl-y^2)}{l^2} v_2 v_1 \quad (\text{A.7})$$

(dm) peut être écrite en fonction de la masse linéaire du ressort comme suit :

$$dm = \frac{m}{l} dy \quad (\text{A.8})$$

Alors :

$$dE_c = \frac{1}{2} \frac{m}{l^3} v_2^2 y^2 dy + \frac{1}{2} \frac{m}{l^3} v_1^2 (l-y)^2 dy + \frac{1}{2} \frac{m}{l^3} v_2 v_1 (yl-y^2) dy \quad (\text{A.9})$$

L'énergie cinétique du ressort est donné par intégration sur sa longueur (l),

$$E_c = \int_0^l dE_c = \frac{1}{2} \frac{m}{l^3} v_2^2 \int_0^l y^2 dy + \frac{1}{2} \frac{m}{l^3} v_1^2 \int_0^l (l-y)^2 dy + \frac{1}{2} \frac{m}{l^3} v_2 v_1 \int_0^l (yl-y^2) dy$$

$$E_c = \frac{1}{2} \left(\frac{m}{3} \right) v_2^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{m}{3} \right) v_1^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{m}{3} \right) v_2 v_1 \quad (\text{A.10})$$

Pour des vitesse v_1 et v_2 identique (cas d'un corps solide), on obtient la forme standard de l'énergie cinétique d'un corps solide de masse m et de vitesse $v=v_1=v_2$.

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2 \quad (\text{A.11})$$

Lorsque v_1 et v_2 appartiennent au même voisinage (faibles oscillations) on peut écrire:

$$v_2 v_1 \approx \frac{1}{2} v_2^2 + \frac{1}{2} v_1^2 \quad (\text{A.12})$$

Alors :

$$E_c \approx \frac{1}{2} \left(\frac{m}{2} \right) v_2^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{m}{2} \right) v_1^2 \quad (\text{A.13})$$

Donc une étude dynamique peut se faire sur un système équivalent où la masse du ressort se répartie à ces extrémités gauche et droite avec un ressort de masse négligeable. Par analogie, l'étude dynamique d'un système pendule de torsion où l'inertie du fil de torsion n'est pas négligeable, se mène à l'étude d'un système de pendule de torsion classique, où l'inertie en haut et en bas du fil va être corrigée par l'ajout d'un (1/2) de l'inertie du fil de torsion.

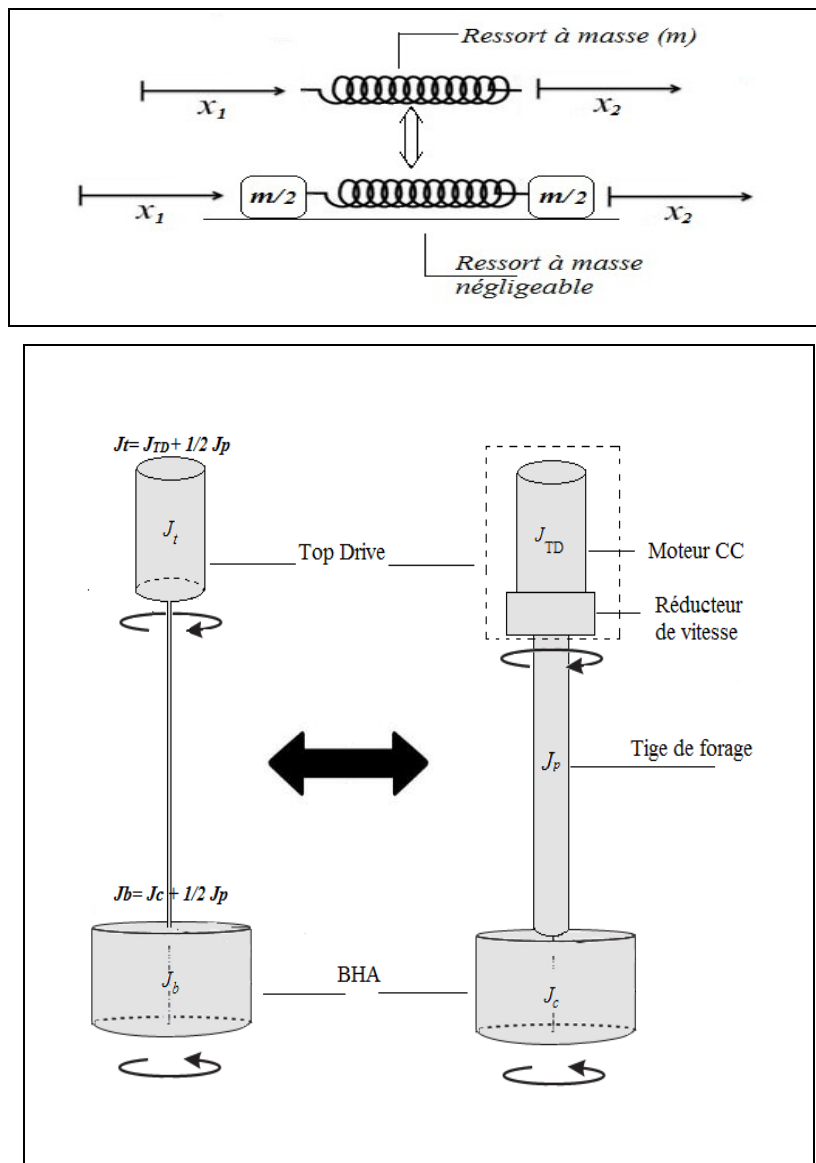


Fig A.2: Système de forage équivalent

L'arbre du moteur est couplée à un réducteur de vitesse, l'inertie du moteur eu vue

de sortie de ce réducteur va être amplifié. Calculons cette inertie, pour le faire on suppose d'abord que l'inertie du réducteur est négligeable devant l'inertie du moteur, soit l'énergie cinétique du moteur sur l'arbre primaire du réducteur E_c^m

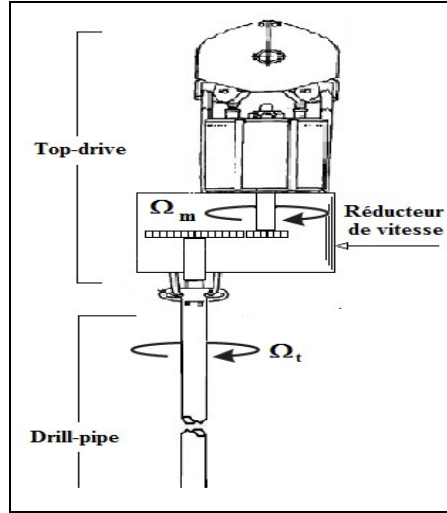


Fig A.3 : Moteur couplé à un réducteur

$$E_c^m = \frac{1}{2} J_m \Omega_m^2 \quad (\text{A.14})$$

Le réducteur de vitesse à un rapport de transmission (n) c.a.d :

$$\Omega_m = n \Omega_t \quad (\text{A.15})$$

Alors :

$$E_c^m = \frac{1}{2} n^2 J_m \Omega_t^2 \quad (\text{A.16})$$

D'où l'inertie du top drive J_{TD} :

$$J_{TD} = n^2 J_m \quad (\text{A.17})$$

Les moments d'inertie équivalents du top drive (J_t) et de BHA (J_b) est donné par :

$$J_t = J_{TD} + \frac{1}{2} J_p \quad (\text{A.18})$$

$$J_b = J_c + \frac{1}{2} J_p \quad (\text{A.19})$$

A.4 Coefficients de frottement visqueux équivalents

Dans une modélisation traditionnelle du système pendule de torsion le fil de torsion ne subit aucune force de frottement or c'est pas le cas dans notre étude car les tiges de forage plongées dans le fluide de forage subissent des frottements visqueux.

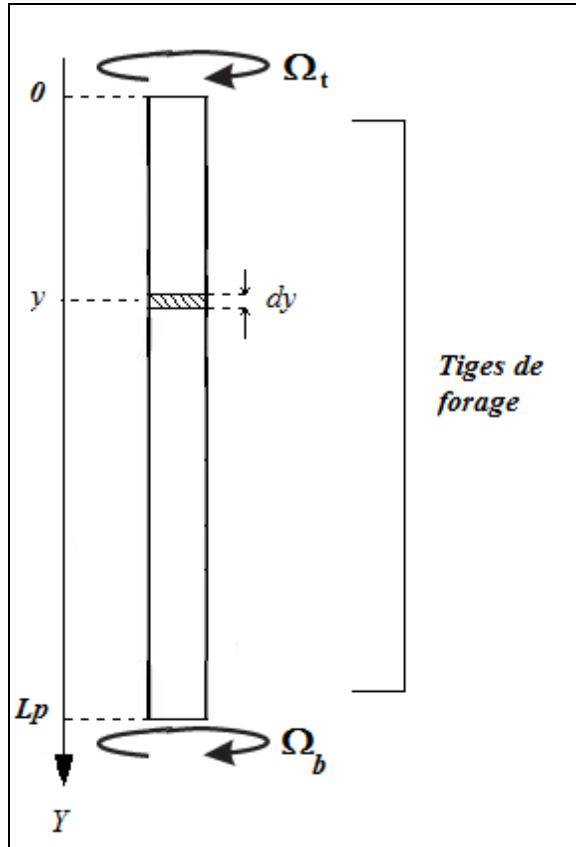


Fig A.4 : Discrétisation des tiges de forage en longueur

A partir de l'expérience de Couette [40], une formule empirique du coefficient de frottement visqueux est donnée, sur la base de cette formule on veut donner une estimation des frottements visqueux que les tiges de forage subissent, la complexité réside dans le fait que la partie supérieure et la partie inférieure de la garniture de forage tournent avec des vitesses de rotation différentes, donc pour calculer ces frottements visqueux, on discrétise l'intégralité de longueur des tiges de forage en une longueur partielle (dy) d'abscisse (y), supposons que la vitesse des tiges de forage varie linéairement avec sa longueur donc :

$$\Omega(y) = \frac{y}{L} \Omega_b + \frac{L-y}{L} \Omega_t \quad (A.20)$$

Le couple partiel de frottement visqueux ($d\tau$) sur une longueur partielle (dy) des tiges égal:

$$d \tau = \tilde{c} \, dl \, \Omega(y) \quad (\text{A.21})$$

Tel que :

$$\tilde{c} = 120 \, \eta \frac{R_h^2 R_p^2}{R_h^2 - R_p^2} \quad (\text{A.22})$$

Avec :

$\tilde{c}$: Coefficient de frottement visqueux par unité de longueur (N.s/m),

η : viscosité dynamique (Pa.s),

R_h : Rayon de puits (m).

R_p : Rayon des tiges de forage (m).

$$\tau = \int_0^{L_p} d \tau = \int_0^{L_p} \tilde{c} \left(\frac{y}{l} \Omega_b + \frac{l-y}{l} \Omega_t \right) dl \quad (\text{A.23})$$

$$\tau = \frac{1}{2} \tilde{c} L_p \Omega_t + \frac{1}{2} \tilde{c} L_p \Omega_b \quad (\text{A.24})$$

$$\tau = \frac{1}{2} C_p \Omega_t + \frac{1}{2} C_p \Omega_b \quad (\text{A.25})$$

Donc les forces de frottement visqueux sont réparties aux extrémités, si $\Omega_b = \Omega_t = \Omega$ (cas d'un corps solide) on obtient la forme standard d'un couple de frottement visqueux :

$$\tau = C_p \, \Omega$$

A.5 Calcul des frottements secs sur l'outil PDC

Les forces de frottements se présentent essentiellement au niveau des lames de l'outil de forage, un calcul élémentaire des forces de frottement sec nous mène à une estimation des couples de frottement sec sur l'intégralité de l'outil PDC.

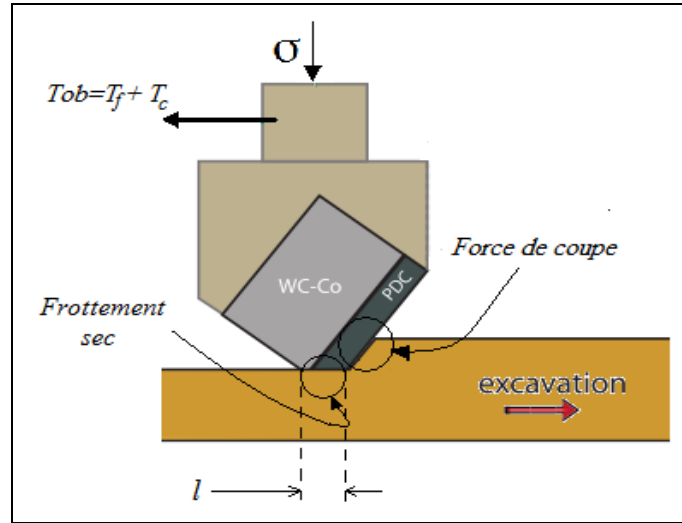


Fig. A.5 : Force de frottement et de coupe sur un élément de coupe

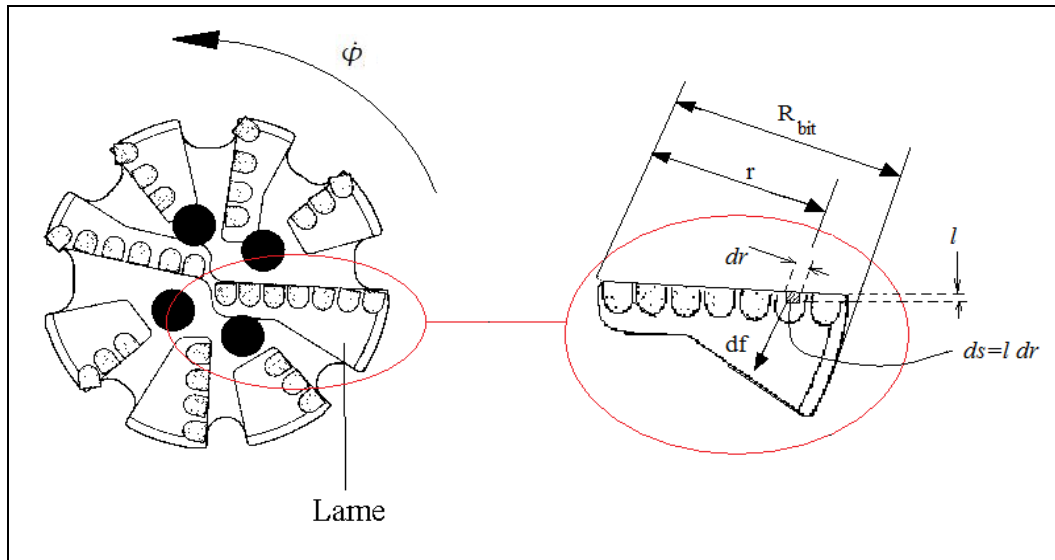


Fig. A.6 : Discrétisation d'une lame d'un outil de forage

Le frottement sec sur la surface élémentaire (ds) et donné par :

$$df = \mu \sigma ds \quad (A.26)$$

Avec :

μ : Coefficient de frottement sec,

σ : Pression de contact (N/m^2),

Tel que :

$$ds = l dr \quad (A.27)$$

Le couple élémentaire est donné par :

$$d\tau = df r \quad (A.28)$$

Alors :

$$d\tau = \mu \sigma l r dr \quad (A.29)$$

En fin :

$$\tau = \mu \sigma l \int_0^{R_{bit}} r dr \quad (A.30)$$

Donc :

$$\tau = \frac{1}{2} \mu \sigma l R_{bit}^2 \quad (A.31)$$

Finalement le couple de frottement statique (dynamique) sur l'outil donc sur (n) nombre de lames est donné par :

$$T_{s(d)} = n\tau = \frac{1}{2} \sigma \mu_{s(d)} (nl) R_{bit}^2 \quad (A.32)$$

Avec :

$$\sigma (nl) R_{bit} = N_b \quad (A.33)$$

Donc :

$$T_{s(d)} = \frac{1}{2} N_b \mu_{s(d)} R_{bit} \quad (A.34)$$

Avec :

$\mu_{s(d)}$: Coefficient de frottement statique (dynamique),

N_b : La force normale sur l'outil (N).

ANNEXE B

SCRIPT DE CALCUL DES PARAMÈTRES

%BIT

Rbit=0.2/2; % Rayon de l'outil de forage

Rh=Rbit; % Rayon de puits

%MUD

nu=50e-3; % Viscosité (dynamique) de la boue de forage

% DRILL PIPE

Lp=2000 %Longueur des tiges de forage

Rp=0.1270/2; % Rayon externe des tiges de forage

rp=0.1086/2; % Rayon interne des tiges de forage

% DRILL COLLAR

Lb=200 % Longueur des masses-tiges

Rc=0.171/2; % Rayon externe des masses-tiges

rc=0.0571/2; % Rayon interne des masses-tiges

% GARNITURE DE FORAGE

rho=7850; % Masse volumique de l'acier

G=81e9;

%MOTEUR A CC %GE-DC drill rig motor %(TOP DRIVE MODEL 6027E)

%Vmax=750VDC; Imax=750AMP

Mtd=8e3; % Masse du Top-Drive

R=0.01; % Résistance statorique du moteur

L=0.005; % Inductance statorique du moteur

K=6; % Constante de couple du moteur

Cm=23; % Coefficient de frottement visqueux du moteur

Jm=18.078; % Inertie du moteur

ANNEXE B

%Réducteur de vitesse_____

$n=7.2$; % Rapport du transmission du réducteur

% DRILL PIPE_____

$J_p = \pi/2 * \rho * (R_p^4 - r_p^4) * L_p$; % Inertie

$I = \pi/2 * (R_p^4 - r_p^4)$; % Moment d'inertie quadratique

$C_p = 120 * \nu * (R_h^2) * (R_p^2) / (R_h^2 - R_p^2) * L_p$; % coefficient de frottement visqueux

$k = G * I / L_p$; % Constante de raideur

$M_p = \pi * \rho * (R_p^2 - r_p^2) * L_p$; % Masse des tiges

% DRILL COLLAR_____

$J_c = \pi/2 * \rho * (R_c^4 - r_c^4) * L_b$; % Inertie

$C_c = 120 * \nu * (R_h^2) * (R_c^2) / (R_h^2 - R_c^2) * L_b$; % coefficient de frottement visqueux

$M_c = \pi * \rho * (R_c^2 - r_c^2) * L_b$; % Masse

%MASSE DE LA GARNITURE DE FORAGE_____

$M_g = M_p + M_c$;

%COEFFICIENTS EQUIVALENTS_____

$J_t = 1/2 * J_p + n^2 * J_m$;

$C_t = 1/2 * C_p + C_m$;

$J_b = J_c + 1/2 * J_p$;

$C_b = C_c + 1/2 * C_p$;

% PARAMÈTRES DU MODÈLE DE CONTACT OUTIL-ROCHE_____

$d=4$; % Profondeur de coupe (mm/tr)

$\epsilon=130$; % Energie Specifique (MJ/m³)

$\mu_s=0.6$; %Coefficient de Frottement statique

$\mu_d=0.4$; % Coefficient de Frottement dynamique

ANNEXE C

LabVIEW : Description générale

C.1 LabView description générale

LabView (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) est un langage de programmation dédié au contrôle d'instruments et l'analyse de données. Contrairement à la nature séquentielle des langages textuels, LabView est basé sur un environnement de programmation graphique utilisant la notion de flot de données pour ordonnancer les opérations. LabView est un outil **d'acquisition**, **d'analyse** et de **présentation** de données.

C.2 Environnement LabVIEW

En lançant Labview, la fenêtre suivante apparaît :



Fig C.1: Fenêtre de démarrage du logiciel LabView.

Elle permet les actions suivantes:

- **Dans la zone New:** il est possible d'ouvrir un nouveau VI ou un nouveau projet. L'option More... permet de créer d'autres types d'objets LabVIEW (des contrôles personnalisés, des variables globales, des VIs polymorphes, des VI pré-remplis à partir de modèles...).
- **La zone Open** permet d'ouvrir un VI existant.
- **La zone de droite** donne accès à l'aide et aux exemples ainsi qu'aux différentes ressources d'aide disponibles sur la toile.

C.3 Instruments virtuels

Les programmes LabVIEW sont appelés instruments virtuels (virtual instruments en anglais), ou encore VI. Ceci est dû au fait que leur apparence et mode de fonctionnement ressemble à celui d'instruments physiques comme les oscilloscopes ou les multimètres par exemple. Chaque VI est constitué de ces éléments suivants :

- face avant (front panel) : Sert d'interface utilisateur
- diagramme (block diagram) : Contient le code source sous forme graphique qui définit les fonctionnalités du VI.
- Icône et connecteurs : ça permet d'identifier un VI au sein d'un autre. Un VI utilisé dans un autre est appelé un sous VI, cela correspond à un sous programme dans le langage textuel.

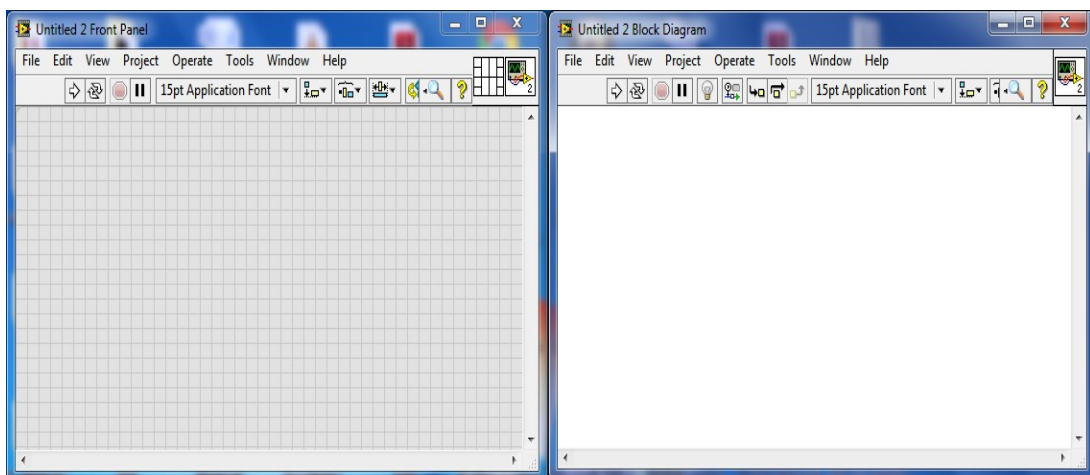


Fig C.2: composants d'un VI

C.3.1 face avant (front panel)

La face avant d'un VI est avant tout une combinaison de commandes et d'indicateurs. Les commandes sont les entrées des VIs, elles fournissent les données au diagramme. Les indicateurs sont les sorties des VIs et affichent les données générées par le diagramme.

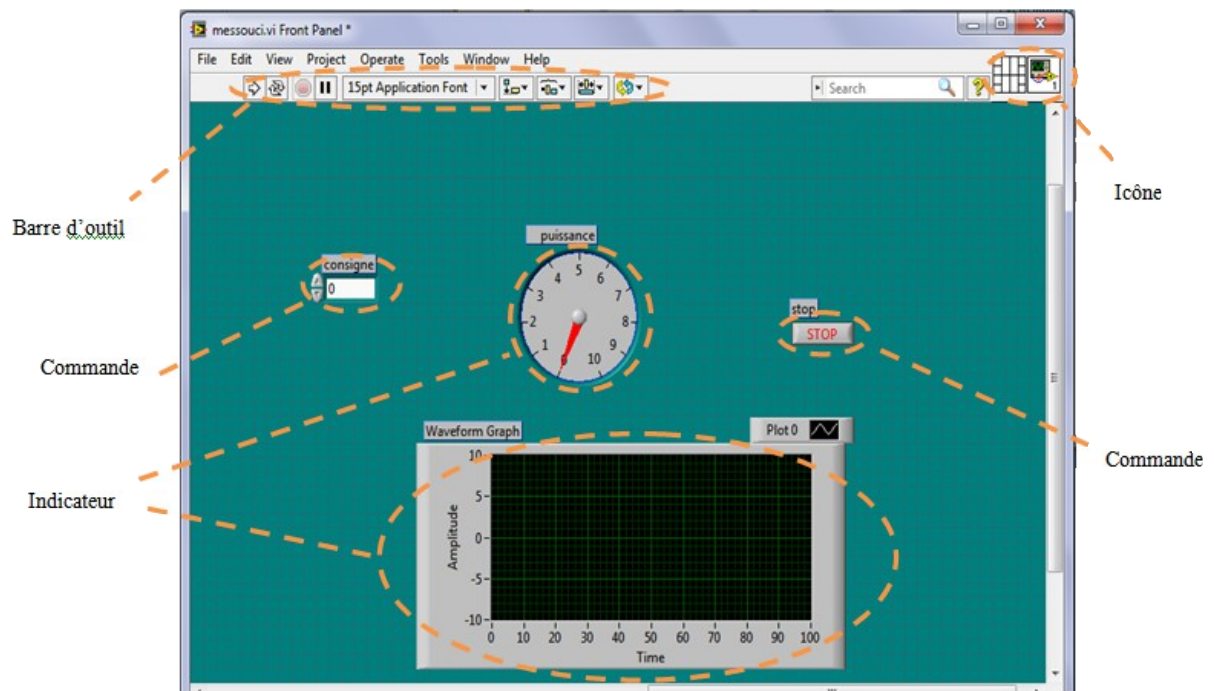


Fig C.3 : Face avant (front panel) d'un VI

Les commandes peuvent être des interrupteurs, des boutons poussoir, des boîtes de dialogue, et d'autres composants d'entrée. Les indicateurs sont des graphiques, des LEDs et d'autres systèmes d'affichage.

C.3.2 diagramme (block diagram)

Après avoir réalisé la face avant, on ajoute du code en utilisant des représentations graphiques de fonctions pour contrôler les objets se trouvant en face avant. Le diagramme va contenir le code source sous forme de graphique. Les objets de la face avant apparaîtront comme des terminaux (d'entrée ou de sortie) du diagramme. En plus, le diagramme va pouvoir contenir des fonctions et des structures qui sont disponibles dans les bibliothèques de VI de LabVIEW. Des fils relieront chacun des terminaux du diagramme en incluant les contrôles et les indicateurs, les fonctions et les structures.

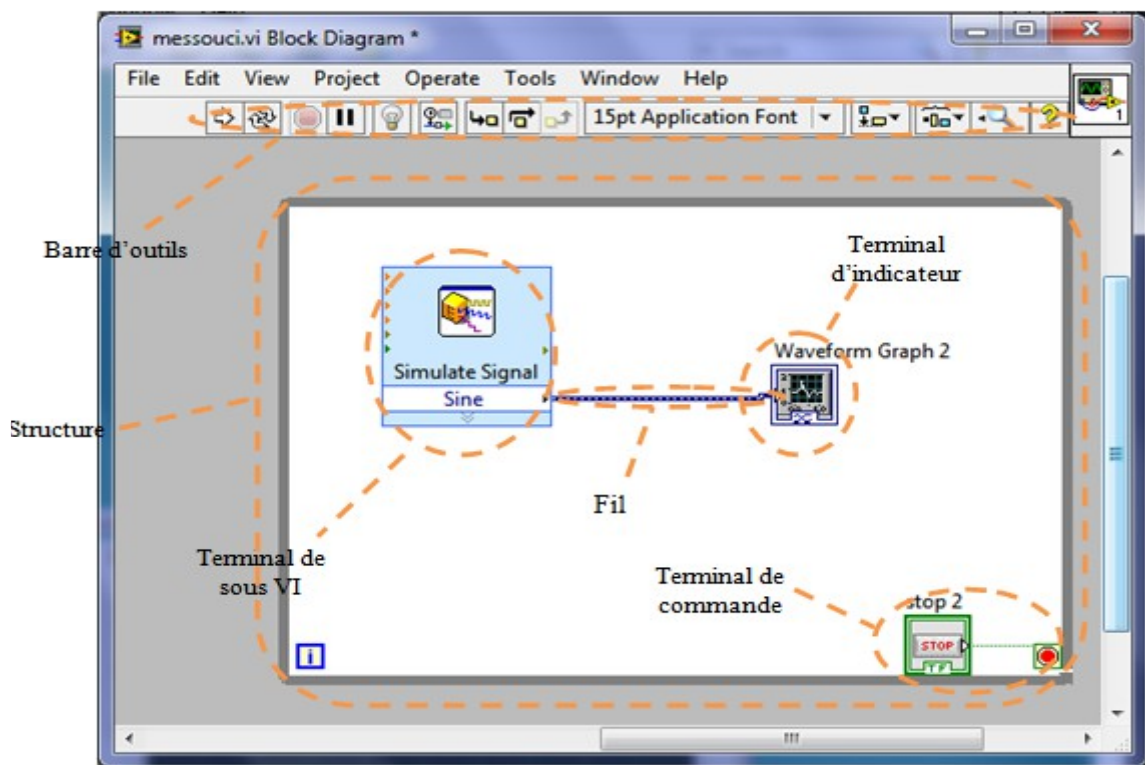


Fig C.4 : fenêtre du block diagram

C.3.3 Icône et connecteurs :

Après avoir construit la face avant et le diagramme, on peut créer leur propre icône et connecteur qui permettra à ce VI d'être utilisé par un autre, dans ce cas là on parle de sous VI. Le connecteur représente les paramètres entrants et sortants de la routine. L'icône, quant à elle, identifiera le VI, La hiérarchisation des applications facilite la réutilisation du code.

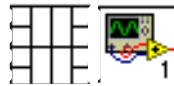


Fig C.5: icône et son connecteur

BIBLIOGRAPHIE

- [1]: ABDOULAYE, A. *Contribution à la surveillance d'un processus de forage pétrolier*, Thèse de doctorat, ParisTech-Institut des Sciences et Technologies, 2010.
- [2]: AIZEL, N. *Comparaison de quatre méthodes d'identification d'un modèle statique de frottement: simulations et expérimentations*, Ecole de technologie supérieure université du québec, 2005.
- [3]: BAYLISS, M. T. *Rotary Steerable Directional Drilling Stick/Slip Mitigation Control*, Proceedings of the 2012 IFAC Workshop on Automatic Control in Offshore Oil and Gas Production, 2012.
- [4]: BELAID, A. *Modélisation tridimensionnelle du comportement mécanique de la garniture de forage dans les puits à trajectoires complexes: application à la prédiction des frottements garniture-puits*, Thèse de doctorat, École nationale supérieure des mines de Paris, 2005.
- [5]: BESANCON, G. ; DE LEÓN-MORALES, J. ; HUERTA, G. O. *On adaptive observers for state affine systems*, International Journal of Control, vol. 79, no. 6, pp. 581–591, 2006.
- [6]: BUSAWON, K.K. ; KABORE, P. *On the design of integral and proportional integral observers*, Proceedings of the American Control Conference Chicago, 2000.
- [7]: Chambre syndicale de la recherche et de la production du pétrole et du gaz naturel (France), Comité des techniciens, *Les mesures en cours de forage*, Edition Technip, 1982.
- [8]: CHERIFI, M. *Etude et maintenance de treuil de forage OIL WELL 840E*, Mémoire de fin d'étude, Université Hassiba Benboualide, Chlef, 2012.
- [9]: CHERRIER, E. *Estimation de l'état et des entrées inconnues pour une classe de systèmes non linéaires*, Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Lorraine, 2006.
- [10]: DAROUACH, M. ; ZASADZINSKI, M. ; XU, S.J. *Full-Order Observer for Linear Systems with Unknown Inputs*, IEEE Transactions on Automatic Control, vol. 39, no. 3, pp. 606–609, 1994.
- [11]: DETOURNAY, E. & DEFOURNY, P. *A Phenomenological Drilling Model for the drilling action Drag Bits*, International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences &

Geomechanics, vol. 29, no. 1, pp. 13–23, 1992.

[12]: Document Technique Shlumberger *Drill string vibration and vibration modeling*, , 2010.

[13]: EL MARZOUKI, Z. *Etude du comportement dynamique des trains de tiges de forage pétrolier*, Rapport d'option, École nationale supérieure des mines de Paris, 2008.

[14]: FARAG, A. *Commade non lineaire dans les systemes de forage petrolier: Contribution a la suppression du phenomene de stick-slip*, Thèse de doctorat, Université paris XI Orsay, 2006.

[15]: Frédéric Rotella , Jean-Pierre Richard , Irène Zambettakis *Modélisation et identification des processus*, Editions Technip, 1992.

[16]: Glowka, D. A. *Use of single cutter data in the analysis of PDC bit designs: development of a PDC cutting force model*, Journal of Petroleum Technology, 143–156, 1989.

[17]: HASI, T. et SOMAA, I. *Appareil de forage, étude et dimensionnement cas: Champs Hassi Messaoud*, Mémoire de fin d'étude, Université Kasdi Merbah Ouargla, 2012.

[18]: JANSEN, J. D. *Nonlinear dynamics of oilwell drillstrings*, Thèse de doctorat, 1993.

[19]: KAILATH, T. *Linear systems*, Prentice hall, 1980.

[20]: KAPLAN, J. *Modélisation tridimensionnelle du comportement directionnel du systeme de forage Rotary*, Thèse de doctorat, École nationale supérieure des mines de Paris, 2003.

[21]: KOENIG, D. & MAMMAR, S. *Design of Proportional-Integral Observer for Unknown Input Descriptor Systems*, IEEE Transactions On Automatic Control, vol. 47, no. 12, pp. 2057-2062, 2002.

[22]: KREISSELMEIER, G. *Adaptive Observers with Exponential Rate of Convergence* , IEEE Transactions on Automatic Control, vol. 22, no. 1, pp. 2-8, 1977.

[23]: KURU, E. & WOJTANOWICZ, A. K. *Mathematical modelling of PDC bit drilling process based on a single-cutter mechanics*, Journal of Energy Resources Technology (115), 247-256, 1993.

[24]: LARROQUE, B. *Observateurs de systèmes linéaires: Application à la détection et localisation de fautes*, Thèse de doctorat, Université de Toulouse, 2008.

[25]: LIU, F. *Synthese d'observateurs a entrees inconnues pour les systemes non lineaires*, thèse de doctorat, Université de Caen Basse Normandie, 2007.

[26]: LÜDERS, G. & NARENDRA, K.S. *An adaptive observer and identifier for a linear system*, IEEE Transactions on Automatic Control, vol. 18, no. 5, pp. 496-499, 1973.

[27]: LUENBERGER, D.G. *An introduction to observers*, IEEE Transactions on Automatic Control vol. 16, no. 6, pp. 596–602, 1971.

[28]: MERCHANT, M. E. *Basic mechanics of the metal cutting process*, Journal of

Applied Mechanics, 168–175, 1944.

[29]: NAVARRO-LOPEZ, E.M. *Modelling and Analysis of Stick-slip Behaviour in a Drill string under Dry Friction*, Congress of the Mexican Association of Automatic Control, pp. 330–335, 2004.

[30]: NGUYEN, J.P., *Le Forage*, Editions TECHNIP, 1993 .

[31]: O'REILLY, J. *Observers for Linear Systems*, NY Academic press, vol. 170, 1983.

[32]: PELFRENE G. *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, 2005.

[33]: RICHARD, T. ; GERMA, C. ; DETOURNAY, E. *A simplified model to explain the root cause of stick-slip vibrations in drilling systems with drag bits*, Journal of Sound and Vibration 305, 432–456, 2007.

[34]: RICHARD, T. et al *Self-excited stick-slip oscillations of drill bits*, Comptes Rendus Mécanique, vol. 332, pp. 619–626, 2004.

[35]: SABEUR, A. *Observabilité et systèmes Discrets*, Thèse de doctorat, Université de Metz, 2003.

[36]: SALDIVAR, B. ; MONDIE, S. ; LOISEAU, J.J ; RASVAN, V. *Stick-slip Oscillations in Oil well Drillstrings: Distributed Parameter and Neutral Type Retarded Model Approaches*, Proceedings of the 18th IFAC world congress, pp 284-289, 2011.

[37]: SELLAMI, H. & CORDELLIER, P. *Calcul d'un outil PDC en forage pétrolier profond-logiciel de simulation drisim-3d. Technical Report*, Ecole des mines de Paris, 1990.

[38]: SFAIHI, B. and BOUBAKER, O. *Full order observer design for linear systems with unknown inputs*, IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT), 2004.

[39]: SIMON, C. *Modélisation du comportement directionnel des outils de forage monoblocs en formations anisotropes*, Thèse de l'école des Mines de Paris, 1996.

[40]: SOUSSA, A. *Etude des instabilités dans une tige de forage pétrolier influence du frottement visqueux*, Mémoire de magistère, Université Hadj Lakhder, Batna, 2012.

[41]: WANG, X. *Modélisation du comportement dynamique d'un train de tige de forage*, Journées des Doctorants, MINES ParisTech, 2012.

[42]: Wikipédia, l'encyclopédie libre *Industrie pétrolière: Blow Out Preventer*, http://fr.wikipedia.org/wiki/Blow_Out_Preventer.

[43]: XU, A. *Observateurs adaptatifs non-linéaires et diagnostic de pannes*, Thèse de doctorat, Université de Rennes 1, 2002.

[44]: ZHANG, J. *Evaluation of observer structures with application to fault detection*,

Electrical and Computer Engineering Master's Theses, Northeastern University, 2009.

[45]: ZHANG, Q. *A new approach to adaptive observer design for MIMO systems*, Proceedings of American Control Conference, vol. 2, pp. 1545-1550, 2001.

[46]: ZHANG, Q. & XU, A. *Adaptive observer for MIMO linear time varying systems*, IEEE Transactions on Automatic Control, vol 47, n°3, pp. 525-529, 2002.