



UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Électrique

Mémoire de master

Domaine : Sciences et technologies

Filière : Électrotechnique

Spécialité : Machines électriques

Présenté par :

KHOLLADI CHAKIB

BEN ZERGA HAMZA

Thème :

Commande directe du couple d'un moteur asynchrone intégré à un système de forage pétrolier de type Top Drive : Modélisation et atténuation du phénomène Stick-Slip

Soutenu publiquement

Le : .././....

Devant le jury composé de :

M ^r . ROUIBEH Tahar	MCA	Président	UKM Ouargla
M ^r . TAIBI Djamel	MAA	Encadreur	UKM Ouargla
M ^r . SAHRAOUI Lazhar	MAA	Examineur	UKM Ouargla

Année universitaire 2025/2026

Remerciement

Nos remerciements vont tout d'abord à Allah le Tout-Puissant, qui nous a donné la foi, le courage et la patience pour mener à bien ce travail.

*Nous tenons à adresser nos sincères remerciements à notre encadreur, Monsieur **Taibi Djamel**, pour son accompagnement, sa disponibilité et ses précieux conseils durant la préparation de ce mémoire.*

Enfin, nous exprimons notre gratitude à nos collègues de spécialité pour leur soutien, en priant Allah de les accompagner dans leur vie professionnelle. Nous remercions également nos familles respectives pour leur soutien matériel et moral, ainsi que pour l'atmosphère sereine qu'elles nous ont offerte.

DEDICACE

Je dédie ce modeste travail :

A mes très chers parents, qui m'ont aidé et encouragé durant toutes mes études. Que ce travail soit le témoignage de ma profonde gratitude et de mon amour.

A mes chers frères et à ma chère sœur, pour leur soutien constant.

À toute ma famille, sans exception.

A tous mes amis, et en particulier à mon cher ami **Hamza Ben Zerga**, avec qui j'ai partagé mes meilleurs moments et les défis de ce parcours.

Kholladi chakib...

DEDICACE

Je dédie ce modeste mémoire :

- **À mes parents**, pour l'amour et l'éducation qu'ils m'ont offerts.
- **À mes frères et à ma sœur**, sources de motivation et de joie.
- **À toute ma famille**, pour sa bienveillance.
- **À mon cher ami Chakib Krolladi**, ainsi qu'à tous mes amis, pour leur soutien et les précieux moments partagés durant ce cycle universitaire.

Hamza ben zerga...

Résumé :

Ce mémoire porte sur la modélisation et la commande d'un système de garniture de forage pétrolier en vue d'atténuer les vibrations torsionnelles de type stick-slip. Dans un premier temps, une étude approfondie du système de forage rotary est présentée, incluant ses équipements, ses paramètres de fonctionnement et les différents types de vibrations rencontrés lors des opérations de forage.

Deux modèles mécaniques à paramètres concentrés sont développés : un modèle à 2 degrés de liberté (2-DOF) et un modèle à 3 degrés de liberté (3-DOF), permettant de représenter le comportement dynamique du train de tiges et le phénomène stick-slip via le modèle de frottement de Karnopp.

Dans un second temps, la modélisation de la machine asynchrone triphasée et du variateur de fréquence associé est établie dans le référentiel de Park. Enfin, une stratégie de commande directe du couple (DTC) selon la méthode de Takahashi est conçue et appliquée au système complet (moteur asynchrone couplé à la garniture de forage). Les résultats de simulation obtenus avec MATLAB/Simulink démontrent l'efficacité de la commande DTC dans la suppression des vibrations stick-slip et la régulation précise de la vitesse de rotation, même en présence de variations du poids sur l'outil (WOB).

Mots-clés : Forage pétrolier, Garniture de forage, Stick-Slip, Machine asynchrone triphasée, Commande Directe du Couple (DTC), MATLAB/Simulink

Abstract:

This thesis addresses the modeling and control of an oil drilling string system for the mitigation of torsional stick-slip vibrations. First, a comprehensive study of the rotary drilling system is presented, covering its equipment, operating parameters, and the various types of vibrations encountered during drilling operations.

Two lumped-parameter mechanical models are developed: a 2-degree-of-freedom (2-DOF) model and a 3-degree-of-freedom (3-DOF) model. Both models reproduce the dynamic behavior of the drill string and the stick-slip phenomenon through the Karnopp friction model.

Subsequently, the modeling of the three-phase induction motor and its associated frequency converter is established using the Park transformation. Finally, a Direct Torque Control (DTC) strategy based on the Takahashi method is designed and applied to the complete system (induction motor coupled to the drill string). Simulation results obtained under MATLAB/Simulink demonstrate the effectiveness of the DTC strategy in suppressing stick-slip vibrations and achieving precise rotational speed regulation, even under variations of the Weight on Bit (WOB).

Key-words: Oil drilling, Drill string, Stick-Slip, Three-phase induction machine, Direct Torque Control (DTC), MATLAB/Simulink.

ملخص

يتناول هذا العمل نمذجة والتحكم في نظام عمود الحفر النفطي بهدف قمع الاهتزازات الالتوائية من نوع stick-slip. في البداية، تُقدّم دراسة شاملة لنظام الحفر الدوراني، تشمل معادلاته ومعاملات تشغيله وأنواع الاهتزازات المختلفة التي تحدث أثناء عمليات الحفر.

تم التطرق الى نموذجين ميكانيكيين بمعاملات مركزة : نموذج بدرجتي حرية (2-DOF) ونموذج بثلاث درجات حرية (3-DOF)، يُتيحان محاكاة السلوك الديناميكي لعمود الحفر وظاهرة stick-slip من خلال نموذج الاحتكاك لـ Karnopp.

في مرحلة ثانية، أُنجزت نمذجة المحرك اللاتزامني ثلاثي الأوجه والمحول الإلكتروني المرتبط به باستخدام تحويلة Park. وأخيراً، صُمّمت استراتيجية التحكم المباشر في العزم (DTC) وفق طريقة Takahashi وطُبِّقت على النظام الكامل (المحرك اللاتزامني المقترن بعمود الحفر). تُثبت نتائج المحاكاة المنجزة ببيئة MATLAB/Simulink فعالية استراتيجية DTC في قمع اهتزازات stick-slip وضبط سرعة الدوران بدقة، حتى في حالة تغير وزن العدة (WOB).

الكلمات المفتاحية: الحفر النفطي، عمود الحفر، ظاهرة الالتصاق والانزلاق (Stick-Slip)، المحرك

الحيثي ثلاثي الأوجه، التحكم المباشر في العزم (DTC)، MATLAB/Simulink.

Table des Matières

Résumé.	I
Table des matières	III
Liste des figures	VI
Liste des tableaux	VIII
Liste des abréviations et symboles	IX
INTRODUCTION GÉNÉRALE	XI

CHAPITRE I : MODÉLISATION DYNAMIQUE DU SYSTÈME DE TRAIN DE TIGES DE FORAGE.....

CHAPITRE I : MODÉLISATION DYNAMIQUE DU SYSTÈME DE TRAIN DE TIGES DE FORAGE.....	1
I. Introduction	1
I.1 Généralité sur le forage pétrolier	2
I.1.1 Définition	2
I.1.2 Types de puits	2
I.1.3 Classification des appareils de forage	3
I.1.4 Les équipements de forage pétrolier	4
I.2 Principe et modélisation d'un système de forage rotary	7
I.2.1 Système de forage rotary	7
I.2.2 Principe de forage rotary	8
I.2.3 Extraction des hydrocarbures	9
I.3 Paramètres de forage	11
I.3.1 Facteurs mécaniques	11
I.3.2 Facteurs hydrauliques.....	13
I.3.3 Caractéristiques d'un outil de forage	14
I.4 Vibrations lors d'un forage.....	15
I.4.1 Vibration type latérale.....	15
I.4.2 Vibration type axiale	16
I.4.3 Vibration type torsion	16
I.5 Phénomène “stick-slip” en forage	17
I.6 Modélisation mécanique du train de tiges	18
I.6.1 Modèle à Paramètres Concentrés du Système de Forage à Top Drive	19
I.6.2 Modèle à 2 Degrés de Liberté (2-DOF)	20
I.6.3 Modèle à 3 Degrés de Liberté (3-DOF)	22
I.7 Résultats de simulation.....	27
I.7.1 Système de garniture de forage en boucle ouverte.....	27

I.7.2 Commande par PI.....	28
I.8 Conclusion.....	29

CHAPITRE II : MODÉLISATION DE LA MACHINE ASYNCHRONE ET DU VARIATEUR DE FREQUENCE..... 30

II. Introduction.....	30
II.2 Introduction au système de forage à Top Drive.....	30
II.2.1 Définition du Top drive	31
II.2.2 Rôle du Top Drive	31
II.2.3 Avantages et les inconvénients du Top drive	32
II.2.4 Classification selon le type de moteur d'entraînement.....	33
II.3 Étude du système Top Drive Bentec TD-500-XT	34
II.3.1 Présentation générale du Top Drive Bentec TD-500-XT	34
II.3.2 Architecture du système d'entraînement	35
II.4 Modélisation mathématique du moteur asynchrone	38
II.5 Modélisation du variateur de fréquence.....	41
II.5.1 Modélisation de l'alimentation du MAS	41
II.5.2 Système d'alimentation.....	42
II.5.3 Modélisations du redresseur et du filtre associés à l'onduleur	43
II.5.4 Modélisation du redresseur triphasé	43
II.5.5 Modélisation du filtre de tension redressée	44
II.5.6 Modélisation de l'Onduleur de tension à deux niveaux	44
II.5.7 Commande de l'onduleur par technique MLI triangulo-sinusoïdale.....	45
II.6 Simulation numérique.....	46
II.6.1 Alimentation purement sinusoïdale	46
II.6.2 Association convertisseurs-MAS.....	48
II.8 Conclusion	50

CHAPITRE III : COMMANDE DIRECTE DU COUPLE (DTC) ET SUPPRESSION DU STICK-SLIP 51

III. Introduction.....	51
III.1 Principes fondamentaux de la commande DTC	52
III.1.1 Historique et Concept de Base	52
III.1.2 Architecture globale : schéma bloc général.....	53
III.1.3 Estimation du flux statorique et du couple	53
III.1.4 Élaboration du vecteur de commande	55
III.1.5 Élaboration de la Table de Commutation	56

III.2 Adaptation de la DTC au Moteur du Top Drive Bentec TD-500-XT	59
III.2.1 Paramétrage du Contrôleur	59
III.2.2 Avantages de la DTC pour le Forage	60
III.3 Implémentation et Simulation sous MATLAB/Simulink.....	60
III.3.1 Schéma de Simulation	61
III.4 Conclusion	68
CONCLUSION GÉNÉRALE.....	69
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	71
Annexe A.....	72

Liste des Figures

- Figure I-1 : Classification des appareils de forage
- Figure I-2 : Système hydraulique
- Figure I-3 : Les moteurs diesel électriques
- Figure I-4 : Equipements de forage
- Figure I-5 : Table rotative
- Figure I-6 : Treuil de forage
- Figure I-7 : BOP (Bloc Obturateur de Puits)
- Figure I-8 : Système de forage pétrolier
- Figure I-9 : Forage à la terre manuel
- Figure I-10 : Différentes phases pour l'extraction des hydrocarbures
- Figure I-11 : Plateforme de forage
- Figure I-12 : Schéma d'une structure de forage rotary
- Figure I-13 : Trépan tri-cône et monobloc
- Figure I-14 : Phénomène du Stick-Slip
- Figure I-15 : Modèle de garniture de forage avec 2DOF
- Figure I-16 : Modèle de garniture de forage avec 3DOF
- Figure I-17 : Simulation en boucle ouverte avec WOB constant
- Figure I-18 : Simulation en boucle ouverte
- Figure I-19 : Simulation en boucle fermée avec commande PI
- Figure I-20 : Simulation en boucle fermée en utilisant PI
- Figure II.1 : Top Drive Bentec TD-500-XT
- Figure II.2 : Moteur Asynchrone Triphasé
- Figure II.3 : Variateur de fréquence (VFD)
- Figure II-4 : Position des systèmes d'axes
- Figure II.5 : Schéma global de l'alimentation du MAS
- Figure II.6 : Redresseur et Filtre associés à un onduleur de tension triphasé
- Figure II.7 : Schéma d'un onduleur de tension triphasé à deux niveaux
- Figure II.8 : Schéma du principe de la technique MLI triangulo-sinusoïdale
- Figure II-9 : Démarrage à vide d'un MAS alimenté en tension sinusoïdale
- Figure II-10 : Démarrage à vide de l'association convertisseur-MAS
- Figure III-1 : Schéma bloc général de la commande directe du couple
- Figure III-2 : Correcteur de flux à hystérésis et sélection des vecteurs tensions
- Figure III-3 : Contrôle du couple à partir d'un correcteur à hystérésis à trois niveaux
- Figure III-4 : Vecteurs d'espace de l'onduleur et variations du vecteur du flux
- Figure III.5 : Schéma bloc du DTC

- Figure III.6 : Résultats de simulation d'un seul sens de rotation
- Figure III.7 : Trajectoire du flux dans l'essai avec un seul sens de rotation
- Figure III.8 : Résultats de simulation en basse vitesse
- Figure III.9 : Trajectoire du flux dans l'essai de fonctionnement à faible vitesse
- Figure III.10 : Résultats de simulation avec inversion de sens de rotation
- Figure III.11 : Trajectoire du flux dans l'essai avec inversion de sens de rotation
- Figure III.12 : Schéma bloc de simulation de la commande DTC avec garniture de forage
- Figure III.13 : Résultats de simulation avec une vitesse constante et WOB variable
- Figure III.14 : Résultats de simulation avec une vitesse variable et WOB constant

Liste des Tableaux

- Tableau I-1 : Définition des paramètres du modèle 2-DOF
- Tableau I-2 : Valeurs typiques des paramètres du modèle 3-DOF
- Tableau II-1 : Caractéristiques de Top Drive Bentec TD-500-XT
- Tableau III-1 : Table générale de vérité pour un vecteur flux statorique
- Tableau III-2 : Tableau de commutation de Takahashi
- Tableau III-3 : Paramètres nominaux du moteur et de la commande DTC pour le Top Drive Bentec TD-500-XT

Liste des Symboles et Abréviations

Abréviations

API : Automate Programmable Industriel

BHA : Bottom Hole Assembly (Garniture de fond)

BOP : Bloc Obturateur de Puits (Blow Out Preventer)

DTC : Direct Torque Control (Commande Directe du Couple)

FOC : Field-Oriented Control (Commande à Flux Orienté)

MAS : Machine Asynchrone

MLI / PWM : Modulation de Largeur d'Impulsion (Pulse Width Modulation)

PDC : Polycristallin Diamond Compact (Type de trépan)

PI : Régulateur Proportionnel Intégral

ROP : Rate of Penetration (Taux de pénétration)

TD : Top Drive

TTOB : Torque On Bit (Couple exercé sur l'outil)

VFD : Variateur de Fréquence (Variable Frequency Drive)

WOB : Weight On Bit (Poids sur l'outil)

Symboles

J_{TD} : Moment d'inertie du Top Drive ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)

J_b : Moment d'inertie de l'ensemble BHA/Trépan ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)

J_{dp} : Moment d'inertie des tiges de forage intermédiaires (Drill Pipes)

k, k_1, k_2 : Rigidité en torsion ($\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$)

c, c_1, c_2 : Coefficient d'amortissement visqueux ($\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$)

$\theta_1, \theta_2, \theta_3$: Angles de rotation (Top Drive, Drill Pipes, Trépan) (rad)

ω, W : Vitesse de rotation angulaire (rad/s ou tr/min)

T_m : Couple moteur (commande) au Top Drive (N·m)

$T_f(Cr)$: Couple de frottement non linéaire outil/roche (N·m)

$C_{em}(T_e)$: Couple électromagnétique produit par le moteur

R_s, R_r : Résistances statorique et rotorique de la machine asynchrone (Ω)

L_s, L_r : Inductances statorique et rotorique (H)

Φ_s : Flux statorique (Wb)

V_s, I_s : Tension (V) et courant (A) statoriques

α, β : Axes du repère stationnaire biphasé

Introduction générale

L'industrie pétrolière et gazière occupe une place stratégique dans le développement économique mondial [1]. L'exploitation des hydrocarbures nécessite des techniques de forage de plus en plus performantes afin d'atteindre des réservoirs situés à de grandes profondeurs, aussi bien en environnement terrestre (*onshore*) qu'en milieu marin (*offshore*) [2]. Parmi les méthodes utilisées, le forage rotatif constitue aujourd'hui la technique la plus répandue grâce à son efficacité et à sa capacité d'adaptation aux différentes formations géologiques [3].

Avec l'évolution des technologies, les systèmes de forage modernes, notamment les systèmes à Top Drive, ont permis d'améliorer considérablement les performances en termes de précision, de rapidité et de sécurité [6]. Toutefois, malgré ces avancées, les garnitures de forage restent soumises à des phénomènes vibratoires complexes qui affectent le bon fonctionnement des équipements [2]. Parmi ces phénomènes, les vibrations torsionnelles de type stick-slip représentent l'un des problèmes les plus critiques et les plus documentés dans les opérations de forage pétrolier [13].

Le phénomène de stick-slip se caractérise par une alternance entre des phases de blocage du trépan (*stick*) et des phases de glissement rapide (*slip*), générant des oscillations de torsion auto-entretenues [1]. Ce comportement non-linéaire, souvent modélisé par les lois de frottement de Karnopp [9], induit des contraintes mécaniques sévères pouvant mener à la rupture prématurée du train de tiges ou à l'endommagement du trépan [14].

Ce travail est structuré en trois chapitres. Le premier chapitre présente des généralités sur le forage pétrolier, les équipements de forage ainsi que les phénomènes vibratoires rencontrés dans les garnitures de forage. Le deuxième chapitre est consacré à la modélisation de la machine asynchrone et du variateur de fréquence utilisés pour l'entraînement du système. Le troisième chapitre est dédié à l'application de la commande directe du couple (DTC) et au développement du contrôleur pour éliminer le stick-slip. L'objectif principal est de proposer une solution de commande performante permettant d'assurer un fonctionnement stable, sécurisé et efficace du système de forage pétrolier.

CHAPITRE I : MODÉLISATION DYNAMIQUE DU SYSTÈME DE TRAIN DE TIGES DE FORAGE

I. Introduction

Le secteur pétrolier et gazier représente un domaine stratégique nécessitant l'utilisation de technologies avancées pour assurer une exploitation efficace et sécurisée des ressources naturelles. L'accès aux réservoirs d'hydrocarbures, (onshore et offshore), principalement sur des opérations de forage permettant de relier ces réservoirs à la surface. Au fil du temps, les techniques de forage ont connu une évolution significative, passant des méthodes traditionnelles comme le forage par battage aux techniques modernes de forage rotatif, notamment avec l'introduction du système Top Drive, qui offre une meilleure performance, une précision accrue et une sécurité renforcée. Cependant, malgré ces avancées, les systèmes de forage restent soumis à plusieurs contraintes mécaniques et dynamiques, en particulier les phénomènes vibratoires tels que le stick-slip, qui peuvent entraîner une dégradation des performances, une usure prématurée des équipements et une augmentation des coûts d'exploitation. Dans ce contexte, la modélisation et l'analyse dynamique du système de forage deviennent indispensables pour comprendre son comportement et améliorer son fonctionnement. L'utilisation d'outils de simulation comme MATLAB/Simulink permet d'étudier ces phénomènes et de proposer des stratégies de commande efficaces pour réduire les vibrations et optimiser les performances. Ce travail s'inscrit dans cette perspective, en visant à modéliser le système de forage à Top Drive, analyser ses comportements dynamiques et développer des solutions de contrôle permettant d'atténuer les vibrations et d'assurer un fonctionnement stable et performant.

I.1 Généralité sur le forage pétrolier

L'exploration pétrolière et gazière, en mer ou sur terre, nécessite des opérations de forage afin d'atteindre les réservoirs d'hydrocarbures et les relier à la surface à l'aide de systèmes de pompage. Les premières techniques de forage remontent à 1859 avec le colonel Edwin Drake, qui a utilisé la méthode de forage par battage consistant à frapper le sol avec un trépan. Cependant, face à des formations géologiques plus dures, cette méthode s'est révélée limitée. Ainsi, la technique du forage rotatif a été introduite et développée, notamment au Texas, où elle a permis d'améliorer l'efficacité du forage, comme démontré par J.F. Lucas en 1901 lors du premier puits creusé à Spindle Top.

I.1.1 Définition

On appelle "forage pétrolier", l'ensemble des opérations permettant d'atteindre les roches poreuses et perméables du sous-sol, susceptibles de contenir des hydrocarbures liquides ou gazeux. L'implantation d'un forage pétrolier est décidée à la suite des études géologiques et géophysiques. Ceci nous permet de nous faire une idée de la constitution de sous-sol et des possibilités de gisements, sans pour autant préciser la présence d'hydrocarbures. L'opération de forage peut alors confirmer les hypothèses faites et mettre en évidence la nature des fluides contenus dans les roches. [2]

I.1.2 Types de puits

Le forage d'exploration et le forage de développement sont deux phases distinctes du processus d'exploitation pétrolière ou gaz

a) Puits d'exploration

Les puits d'exploration ont pour objectif de rechercher de nouveaux gisements d'hydrocarbures dans des zones où leur présence est supposée mais non confirmée. Ils permettent de vérifier l'existence d'un gisement exploitable économiquement en testant différentes formations géologiques à diverses profondeurs et directions. En cas de succès, ils sont suivis par des puits de développement.

b) Puits de développement :

Les puits de développement interviennent après la découverte d'un gisement exploitable. Ils ont pour objectif d'assurer une exploitation optimale en forant des puits supplémentaires et en installant les infrastructures nécessaires à l'extraction et au transport des hydrocarbures. Ces puits sont positionnés stratégiquement pour maximiser la récupération et garantir une production à long terme.

I.1.3 Classification des appareils de forage :

Les appareils de forage peuvent être classés comme suit :

Appareil léger (2000 m)

Appareil moyen (3500m)

Appareil lourd (6000m)

Appareil ultralourd (10000m)

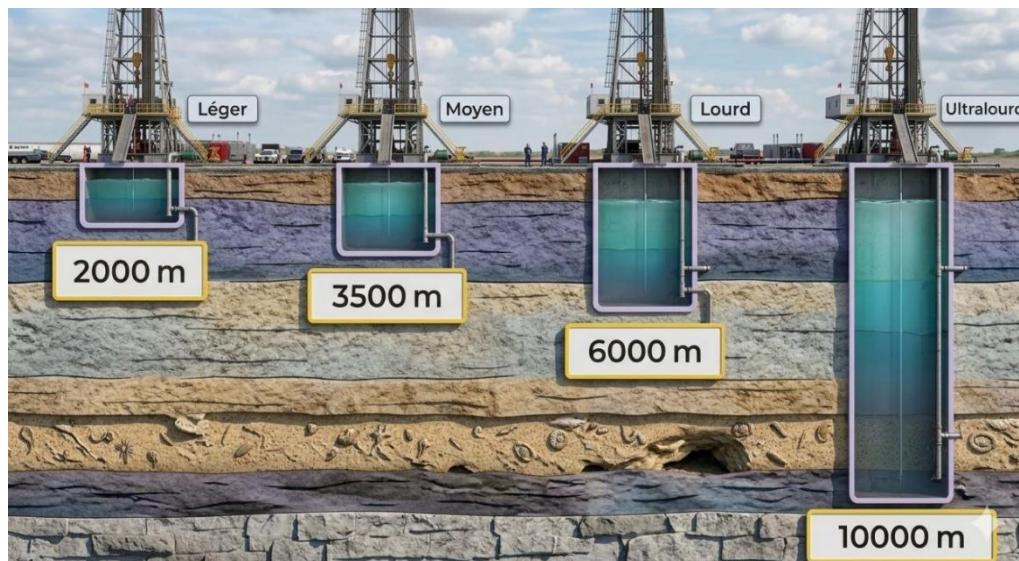


Figure I-1 Classification des appareils de forage [6]

I.1.4 Les équipements de forage pétrolier

I.1.4.1 Système hydraulique

Le système hydraulique assure la circulation du fluide de forage en circuit fermé, de la surface

jusqu'au fond du puits puis retour. Il sert à lubrifier, refroidir l'outil et nettoyer le trou.

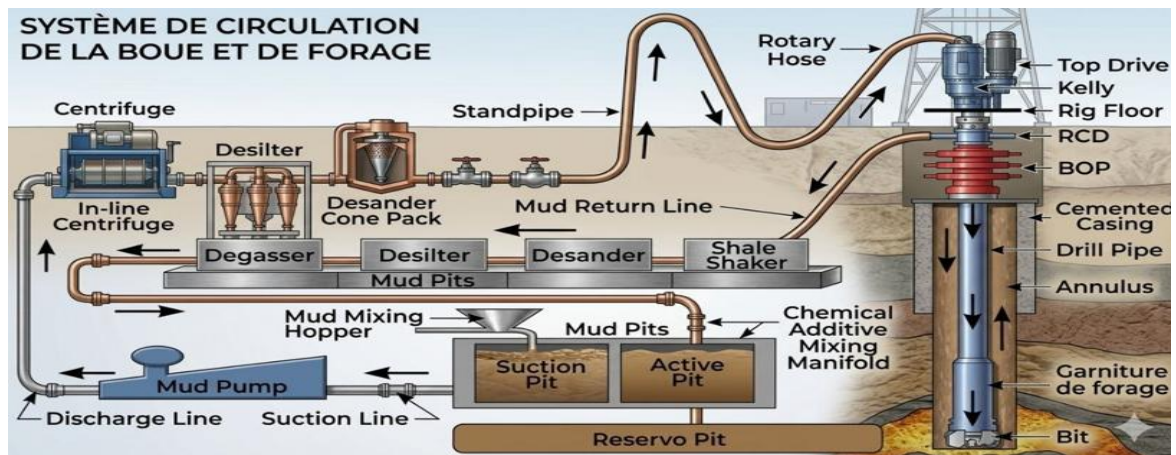


Figure I-2 Système hydraulique [7]

I.1.4.2 Générateur d'énergie

L'énergie, générée par des moteurs diesel, est transmise sous forme électrique ou mécanique aux divers composants de l'installation tels que la pompe à boue, le treuil et la table de rotation. [8].



Figure I-3 Les moteurs diesel électrique

I.1.4.3 Équipement de rotation

Le forage pétrolier repose principalement sur deux technologies de transmission de la rotation aux tiges de forage à savoir la table rotative et le top drive qui est un système moderne



Figure I-4 Equipements de forage

C'est dans ce contexte qu'a été introduit le top drive, un système motorisé suspendu au-dessus de la colonne de forage, capable de transmettre directement le couple de rotation du train de tiges et du trépan pour forer dans le sous-sol [13].

a) La table rotative

La table rotative est un dispositif fixe entraînant une tige carrée appelée *kelly*, a longtemps été la référence dans l'industrie. Appréciée pour sa simplicité, sa robustesse et sa fiabilité, elle a répondu efficacement aux exigences des premiers forages verticaux. Cependant, avec l'émergence de puits plus profonds, directionnels ou horizontaux, ses limites sont atteintes, notamment en termes de flexibilité, de sécurité et de rapidité d'exécution [13], [2].

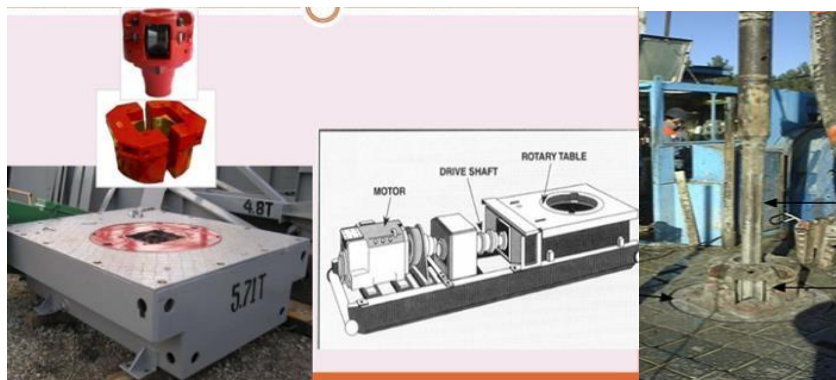


Figure I-5 Table rotative

b) Le top drive

Le top drive, suspendu dans le derrick, a profondément transformé les opérations de forage en permettant une rotation directe des tiges et un déplacement vertical automatisé. Cette technologie apporte plusieurs avantages majeurs, notamment, un gain de temps significatif grâce à la manipulation de tiges triples, un meilleur contrôle du couple de rotation pour une gestion plus précise du puits, ainsi qu'une sécurité accrue, due à la réduction des manipulations manuelles.

Cependant, ces performances ont un coût élevé, tant à l'achat qu'en maintenance, et imposent une structure de derrick plus robuste pour supporter le poids et les efforts mécaniques supplémentaires. Si le top drive s'impose aujourd'hui sur les chantiers complexes et à fort rendement, la table rotative conserve sa pertinence dans les forages peu profonds ou à budget limité, soulignant ainsi la complémentarité entre ces deux systèmes selon les contextes d'utilisation [13], [2].

I.1.4.4 Un dispositif de levage

Le système de suspension contrôle les mouvements verticaux et le poids appliqué sur l'outil de forage. Il comprend un derrick, un crochet et un treuil motorisé permettant de lever, descendre et manipuler les équipements, tout en supportant des charges lourdes et en facilitant le vissage et dévissage des tiges.



Figure I-6 Treuil de forage.

I.1.4.5 Système de sécurité

Le Bloc Obturateur de Puits (BOP) est utilisé à plusieurs étapes de la vie d'un puits pendant le forage, la complétion, les interventions sur le puits, et lors des procédures de fermeture définitive du puits. Un BOP est un dispositif (en résumé, un assemblage d'obturbateurs) monté durant les travaux et spécifique au puits en question, en particulier en ce qui concerne la pression potentielle à laquelle il peut être exposé.



Figure I-7 BOP.

I.2 Principe et modélisation d'un système de forage rotary

Au cours des cinquante dernières années, des recherches approfondies ont été menées sur le sujet de vibrations de torsion pour les systèmes de forage pétrolier. Ces vibrations de torsion détériorent les performances de la tige de forage. Elles peuvent conduire à une défaillance prématurée des outils, des moteurs et des autres composants coûteux utilisés dans les opérations de forage.

Une des principales raisons des vibrations de torsion est le phénomène de “stick-slip”. Le phénomène est caractérisé par des phases bâton “stick”, où la rotation vient à un arrêt complet, et des phases de glissement “slip” où la vitesse angulaire de l'outil augmente jusqu'à trois fois sa valeur nominale. Ce mouvement indésirable de l'outil entraînera non seulement une usure

indésirable, mais il réduit aussi le taux de pénétration (ROP), ce qui constitue est une considération financière importante pour les opérations de forage on entraîne.



Figure I-8 Système de forage pétrolier

I.2.1 Système de forage rotary

Les puits de production de gaz et de pétrole sont réalisés à l'aide d'un système de forage rotary. La rotation est générée depuis la surface, soit par une table de rotation située au niveau du plancher de forage, soit par un système plus moderne appelé Top Drive (tête d'injection motorisée) suspendu dans le derrick. Dans ce dernier cas, la table de rotation n'est pas utilisée pour entraîner le train de tiges.

Cette rotation est transmise jusqu'au fond du puits (pétrole ou gaz) par l'intermédiaire des trains de tiges. Les copeaux générés lors de la destruction de la roche par l'outil sont évacués à la surface par la circulation d'un fluide de forage (boue ou air comprimé). Les différents types de vibrations des garnitures de forage jouent un rôle important dans les dysfonctionnements des opérations de forage car elles conduisent à la rupture prématurée du train de tige, à l'endommagement de certains de leurs composants (par exemple le trépan) et à la baisse globale des performances de forage. Les vibrations des trains de tiges sont décrites en termes de déplacement entre l'outil (le trépan) et l'unité d'entraînement en surface (table

de rotation ou Top Drive). Il existe trois types de vibrations : vibrations de torsion, vibrations latérales ou de flexion et vibrations axiales.

I.2.2 Principe de forage rotary

Afin d'accéder directement à la poche contenant les hydrocarbures tels que le pétrole ou le gaz naturel, les foreurs vont devoir réaliser un trou de forage. Il y a plus de 4000 ans, les Chinois foraient déjà les premiers puits à l'aide d'une tige de bambou : la pointe cognait la terre et perçait le sol. Cette technique consiste à soulever un outil très lourd et le laisser retomber sur la roche à perforer en chute libre. Elle est utilisée pendant des siècles avec quelques modifications sur les outils.



Figure I-9 : Forage à la terre manuel

Actuellement, la méthode de forage utilisée est celle du Rotary, bien plus rapide et efficace. Cette méthode consiste tout d'abord à mettre en place un appareil de forage. Celui-ci est très cher, coûtant trois millions d'euros en moyenne.

Les procédés de forage rotary sont des mécanismes qui jouent un rôle important dans l'extraction de pétrole ou du gaz. La technique de forage rotary consiste à mettre en rotation un outil (appelé trépan) sur lequel on applique une force orientée dans le sens d'avancement souhaité. Une pompe hydraulique assure la circulation du fluide qui transite par le train de tige, et remonte par l'espace annulaire qui permet l'évacuation des déblais vers la surface.

I.2.3 Extraction des hydrocarbures

L'extraction pétrolière ou gazière, que ce soit en mer ou sur terre, nécessite un processus de forage pour extraire la matière et parvenir aux réservoirs d'hydrocarbures. La production pétrolière dans un bassin d'hydrocarbures impose de connecter les réservoirs à la surface par des canaux reliés à des systèmes de pompage comme le montre la figure I.10



Installation marine (offshore)



Installation sur terre (onshore)



Transfert des hydrocarbures



Systèmes de pompage

Figure I-10 Différentes phases pour l'extraction des hydrocarbures

L'acheminement de l'exploration des hydrocarbures passe par le fonctionnement d'un processus de forage dont le plus performant dans l'industrie pétrolière ou gazière actuelle s'appuie sur le système de forage par Top Drive. Dans cette configuration, la rotation n'est plus assurée par une table de rotation au niveau du plancher de forage, mais par un Top Drive (ou tête d'entraînement direct). Cet équipement motorisé est suspendu au derrick et se déplace verticalement le long de rails de guidage. Il est directement relié au sommet du train de tiges (ou colonne de forage), transmettant ainsi le couple et la puissance nécessaires au trépan situé

en bout de colonne pour creuser le sol. Le Top Drive combine les fonctions de suspension, de rotation et d'injection du fluide, permettant de forer des sections plus longues (longueurs de trois tiges au lieu d'une seule) avec une sécurité et une précision accrues (figure I.11).

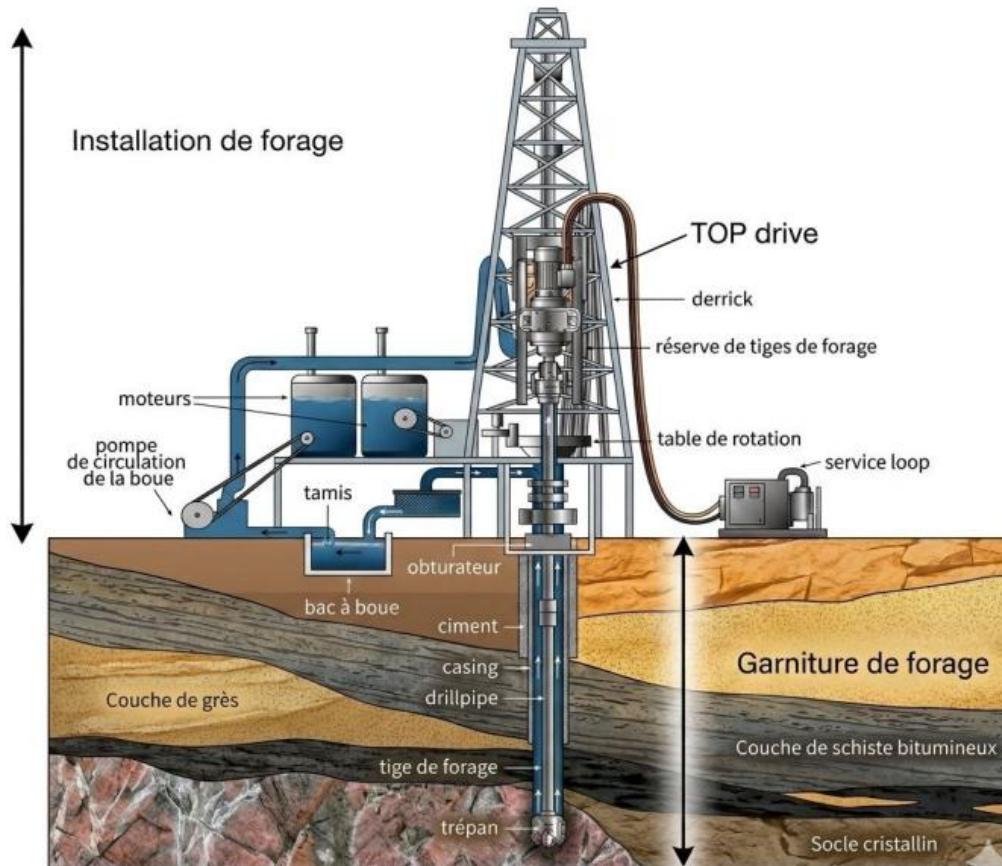


Figure I-11 Plateforme de forage

La progression du forage requiert la circulation continue et en boucle fermée d'un fluide dont le but consiste à évacuer les déblais vers la surface. La nécessité de rechercher des gisements d'hydrocarbures dans des milieux de plus en plus profonds conduit à forer des puits qui s'étalent sur plus de cinq kilomètres dans le sol. Cela rend le forage graduel, s'effectuant en plusieurs phases séparées par la remontée de la garniture pour installer le tubage et procéder à la cimentation de la partie forée. Une fois les réservoirs atteints, les équipements de complétion sont installés afin d'extraire le pétrole ou le gaz vers la surface.

I.3. Paramètres de forage

Les paramètres de forage sont les différents facteurs mécaniques et hydrauliques (les grandeurs

physiques) agissant sur la vitesse de progression — Rate of Penetration — (Le ROP correspond à la profondeur forée par heure (mètres/heures)). L'optimisation de la vitesse de progression est un aspect très important dans l'analyse du processus de forage car c'est directement lié au temps passé sur une installation sur terre ou marine.

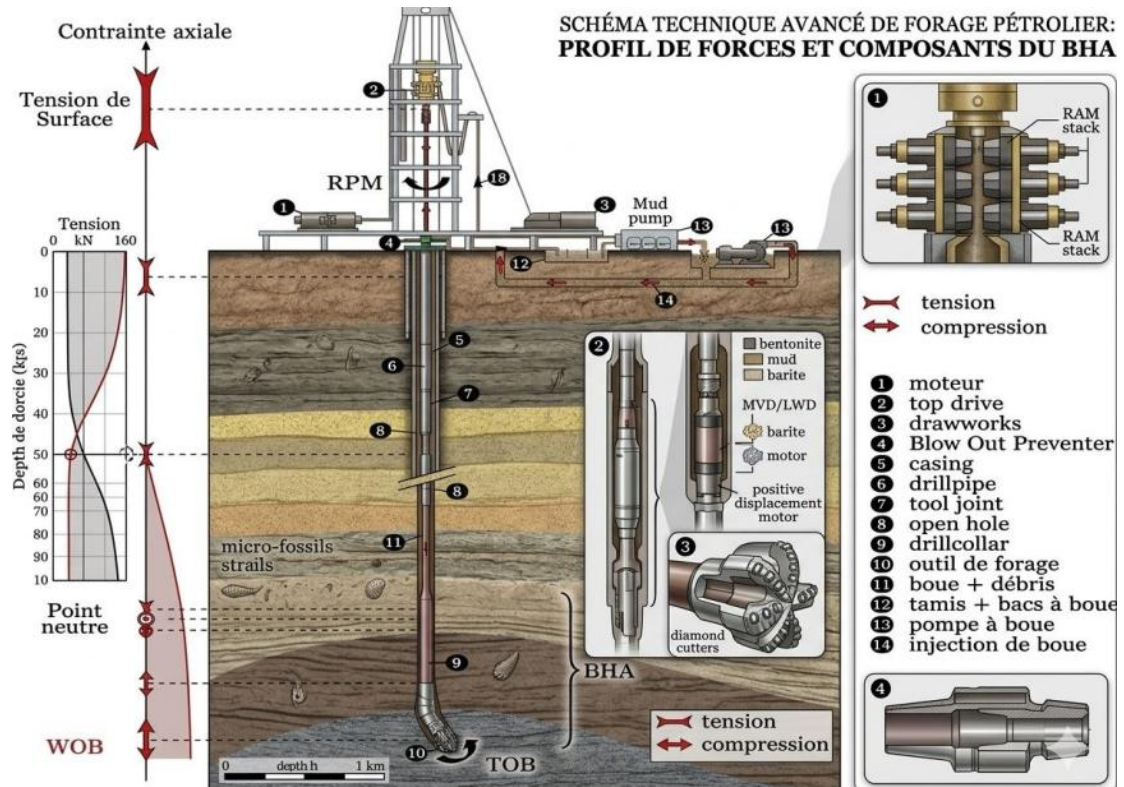


Figure I-12 Schéma d'une structure de forage rotary

I.3.1 Facteurs mécaniques

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

1. Vitesse de rotation

Le choix de la vitesse de rotation dépend de celle du poids sur l'outil (WOB). En surface, elle peut être contrôlée mais elle peut être différente de la vitesse de rotation de l'outil (trépan). Les vitesses de rotation usuelles s'étendent entre 60 et 250 (tours/min).

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

Le WOB désigne la force appliquée par la garniture de forage sur l'outil suivant son axe de

rotation. Cette force dépend du poids de la garniture de forage, et de la tension du câble de soutien de la garniture. Les grandeurs usuelles de WOB s'étendent entre 10kN et 10³kN.

3. Couple exercé sur l'outil T_{TOB} (Torque On Bit).

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

I.3.2 Facteurs hydrauliques

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

a) Fluide de forage

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

b) Pression et débit hydraulique

Le problème d'évacuation des déblais ne dépend pas uniquement des propriétés du fluide et du débit qui lui sont imposés, mais la surface de la colonne d'évacuation et les pertes sont d'autres facteurs à prendre en compte. Le fluide (boues ayant une densité et une composition affectée au forage) dans un forage est un élément clé, car il évacue les déblais qui s'accumulent au fond du trou, il stabilise les parois du trou lorsque ce dernier est encore sans cuvelage et enfin il peut aussi lubrifier et refroidir l'outil en activité.

c) Densité de la boue ρ

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

I.3.3 Caractéristiques d'un outil de forage

L'élément destructeur de la roche (outil de forage) est très important dans la conduite d'un forage. Le choix de l'outil de forage est dicté par les caractéristiques de la formation rocheuse (dureté, nature) et par les conditions économiques de puits.

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

a) Outils tri-cônes

Les outils tri-cônes disposent de trois cônes rotatifs qui embarquent des plaquettes de coupe conçues en fonction de la roche à forer. Ils peuvent être en carbure de tungstène, en acier ou en diamant. L'arrachage de la roche s'effectue lorsque les cônes effectuent des rotations autour de l'outil. Le principal mode de destruction de la roche, par les taillants fixés sur les molettes, est le poinçonnement. Il se déroule par la progression 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 d'outil est particulièrement adapté lorsque les roches à forer présentent une forte dureté.



Figure I-13 Trépan tri-cône et monobloc

b) Outils monobloc.

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

I.4 Vibrations lors d'un forage

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

I.4.1 Vibration type latérale

Ce sont des vibrations pour lesquelles le mouvement se fait perpendiculairement à l'axe des trains de tiges. Le phénomène de "précession" (whirl) peut se déclencher lorsque l'amplitude de ces vibrations devient considérable. Le "whirl" se produit lorsque les tiges voient leur centre s'écarter de l'axe du puits, et qu'en plus de tourner sur elles-mêmes (rotation propre), elles tournent autour du puits (précession).

I.4.2 Vibration type axiale

Le mouvement se fait selon l'axe des trains de tiges. Ces vibrations peuvent dégénérer dans certaines conditions en “rebond de l'outil” (bit bounce). Il s'agit d'un phénomène de rebonds successifs de l'outil de forage avec séparation périodique à l'interface outil-roche.

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

I.4.3 Vibration type torsion

Les vibrations de torsion se manifestent sous la forme d'un phénomène d'adhérence glissement s'appelle “stick-slip”. Le phénomène de stick slip associé aux vibrations de torsion provoque des arrêts cycliques de l'outil sur des périodes pouvant représenter jusqu'à cinquante pour cent du temps de forage. Pendant ces périodes d'arrêt, les tiges, entraînées en rotation depuis la surface, sont mises en torsion grâce à leur élasticité propre. L'outil ne redémarrera que lorsque le couple au fond sera supérieur au couple de frottement statique. La détente des tiges provoque alors une forte accélération favorisée par le fait que le couple de frottement dynamique est inférieur au couple statique. La vitesse de rotation instantanée peut atteindre le triple, voire plus, de la vitesse de surface. Ceci permet une relaxation de la garniture. Le couple au fond passe alors en dessous du couple de frottement dynamique, ce qui arrête à nouveau la rotation de l'outil.

I.5 Phénomène “stick-slip” en forage

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

réduction du frottement cinétique peut provoquer un saut brusque de la vitesse depuis l'arrêt.

S'il existe une certaine élasticité entre la source de la force et le point où le frottement agit, le système peut avoir une fréquence spécifique et alterner entre les phénomènes de collage et de glissement.

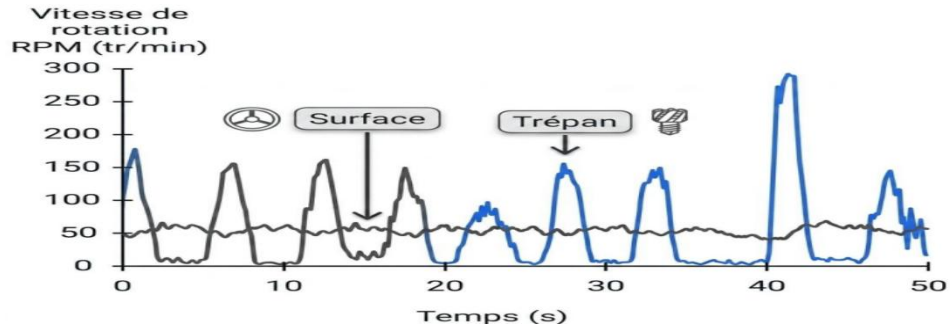


Figure I-14 Phénomène du Stick-Slip [25]

I.6 Modélisation mécanique du train de tiges

L'étude des vibrations dans les systèmes de forage, en particulier les vibrations torsionnelles de type stick-slip, a suscité un intérêt considérable dans la littérature scientifique en raison de leurs conséquences sur les performances, la durée de vie des équipements et la sécurité des opérations. Les travaux publiés dans ce domaine peuvent être regroupés en deux grandes catégories : les approches de modélisation dynamique et les approches de commande et de suppression des vibrations.

Les premières études ont proposé des modèles mécaniques relativement simples afin de décrire le comportement torsionnel global de la colonne de forage. Parmi ces modèles, le plus utilisé est le modèle à paramètres concentrés, dans lequel la garniture de forage est représentée par un ensemble de masses inertielle reliées par des ressorts et des amortisseurs torsionnels [10]. Ce type de modèle permet de transformer un système de forage en un ensemble d'équations différentielles ordinaires, ce qui facilite l'analyse dynamique et la simulation numérique. Dans les travaux les plus élémentaires, le système est souvent ramené à un modèle à deux inerties, représentant respectivement la partie de surface et la partie fond de trou. Ce modèle est largement adopté pour l'étude du phénomène stick-slip car il permet de mettre en évidence le rôle de la rigidité torsionnelle, de l'amortissement et du couple résistant appliqué au trépan [11].

Bien que simplifié, il reste pertinent pour l'analyse qualitative du comportement du système et

pour la conception préliminaire de lois de commande. Afin d'améliorer la précision de la représentation dynamique, plusieurs auteurs ont introduit des modèles multi-masses, dans lesquels la garniture est discrétisée en plusieurs segments inertiels. Cette approche permet de mieux reproduire la propagation des ondes de torsion, les modes propres de vibration et les interactions complexes entre les différentes sections de la colonne [12]. Elle est particulièrement utile lorsque l'on souhaite étudier les phénomènes vibratoires sur des colonnes longues ou fortement flexibles. En parallèle, certains chercheurs ont développé des modèles à paramètres distribués basés sur des équations aux dérivées partielles. Ces modèles décrivent la garniture comme un milieu continu et permettent une représentation plus fidèle de la dynamique réelle, notamment de la propagation spatiale des déformations torsionnelles [13]. Toutefois, leur complexité mathématique les rend plus difficiles à exploiter pour la commande en temps réel.

Un autre aspect fondamental de la modélisation concerne l'interaction trépan-roche, qui constitue la principale source de non-linéarité du système. Plusieurs lois de frottement ont été proposées dans la littérature. Le modèle de Coulomb représente la forme la plus simple, mais il reste insuffisant pour décrire la transition entre collage et glissement [14]. Le modèle de Karnopp a ensuite été introduit pour mieux gérer les faibles vitesses et les phases de blocage [15].

I.6.1 Modèle à Paramètres Concentrés du Système de Forage à Top Drive

a) Principe de la discrétisation

Le modèle à paramètres concentrés (Lumped Parameter Model) consiste à discrétiser la colonne de forage, qui est physiquement un système à paramètres distribués, en un nombre fini de masses rigides couplées par des ressorts de torsion et des amortisseurs visqueux. Cette approche transforme le système d'équations aux dérivées partielles (EDP) en un système d'équations différentielles ordinaires (EDO), beaucoup plus adapté à la simulation numérique et à la synthèse de lois de commande.

I.6.2 Modèle à 2 Degrés de Liberté (2-DOF)

I.6.2.1 Description physique du modèle

Le modèle 2-DOF représente le système de forage par deux corps rigides couplés :

- Corps 1 — Top Drive** : moteur d'entraînement en surface, de moment d'inertie J_{TD} , soumis au couple moteur de commande $u(t)$.
- Corps 2 — BHA / Trépan** : ensemble fond de puits, de moment d'inertie J_b , soumis au couple de frottement non linéaire $T_f(\theta_2)$ dû à l'interaction outil/roche.

Les deux corps sont couplés par un ressort de torsion de rigidité k et un amortisseur visqueux de coefficient c modélisant la colonne de forage (drill string).

I.6.2.2 Schéma du modèle 2-DOF

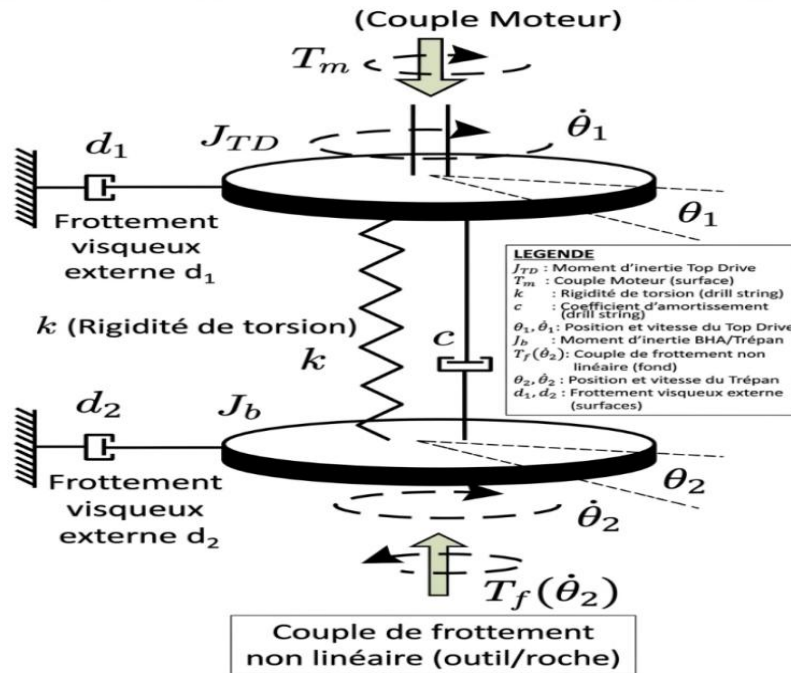


Figure I-14 : .Modèle de garniture de forage avec 2DOF

I.6.2.3 Équations du mouvement

La dynamique du système 2-DOF est décrite par le système d'EDO suivant :

- Corps 1 — Top Drive** :

$$J_{TD} \cdot \ddot{\theta}_1(t) = Tm - c \cdot (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) - k \cdot (\theta_1 - \theta_2) \quad (I.1)$$

b) **Corps 2 — BHA / Trépan :**

$$J_b \cdot \ddot{\theta}_2(t) = c \cdot (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + k \cdot (\theta_1 - \theta_2) - T_f(\theta_2) \quad (I.2)$$

I.6.2.4 Définition des paramètres

Symbole	Signification	Unité	Valeur typique
J_{TD}	Moment d'inertie du Top Drive	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	1000-2000
J_b	Moment d'inertie du BHA/trépan	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	50 – 200
θ_1	Angle de rotation du Top Drive	rad	—
θ_2	Angle de rotation du trépan	rad	—
k	Rigidité en torsion de la colonne	$\text{N} \cdot \text{m}/\text{rad}$	500–2 000
c	Amortissement visqueux de la colonne	$\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}/\text{rad}$	50 – 200
T_m	Couple moteur du Top Drive (commande)	$\text{N} \cdot \text{m}$	—
$T_*(\theta)$	Couple de frottement outil/roche	$\text{N} \cdot \text{m}$	—

I.6.2.5 Modélisation du couple de frottement $T_*(\theta)$

Le couple de frottement $T_f(\theta_2)$ est la principale source de non-linéarité du modèle. Il modélise le phénomène stick-slip à travers deux phases distinctes :

Modèle de Karnopp (le plus utilisé en forage)

$$T_f(\theta_2) = \begin{cases} T_{static} \text{ si } \dot{\theta}_2 = 0 & (\text{phase stick}) \\ c_b \dot{\theta}_2 + \mu_b W_{ob} R_b \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_2) \text{ si } \dot{\theta}_2 \neq 0 & (\text{phase slip}) \end{cases} \quad (I.3)$$

$$T_{static} \in [-T_{s,max}, T_{s,max}] \quad \text{et} \quad T_{s,max} = \mu_s W_{ob} R_b$$

où μ_s est le coefficient de frottement statique, μ_b le coefficient de frottement dynamique, α le paramètre de transition stick→slip, ε le paramètre de régularisation, W_{ob} le poids sur l'outil et R_b le rayon effectif du trépan.

I.6.2.6 Représentation en espace d'état (2-DOF)

Le système s'écrit sous la forme d'état non-linéaire globale suivant :

$$\dot{x} = A \cdot x + B \cdot u(t) + f(x)$$

En définissant le vecteur d'état, le modèle s'écrit sous la forme standard :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k}{J_{TD}} & -\frac{c}{J_{TD}} & \frac{k}{J_{TD}} & \frac{c}{J_{TD}} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k}{J_b} & \frac{c}{J_b} & -\frac{k}{J_b} & -\frac{c}{J_b} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad f(x) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{T_f(\dot{\theta}_2)}{J_b} \end{bmatrix}$$

I.6.3 Modèle à 3 Degrés de Liberté (3-DOF)

I.6.3.1 Justification du modèle 3-DOF

Le modèle 2-DOF, bien qu'utile pour une première analyse, ne capture pas la dynamique intermédiaire de la colonne de forage. Le modèle 3-DOF introduit un troisième corps représentant la masse intermédiaire des tiges de forage (Drill Pipes), ce qui permet de mieux reproduire les phénomènes de propagation des vibrations de torsion le long du train de tiges, notamment pour les puits de profondeur moyenne à grande.

I.6.3.2 Description physique du modèle

Le système est décomposé en trois corps rigides :

- Corps 1 — Top Drive** : moteur d'entraînement en surface, de moment d'inertie J_{TD} , soumis au couple moteur T_m et à un amortissement visqueux c_{TD} .
- Corps 2 — Drill Pipes** : masse intermédiaire concentrée, de moment d'inertie J_{dp} , couplée aux deux corps adjacents par des ressorts et amortisseurs.
- Corps 3 — BHA / Trépan** : ensemble fond de puits, de moment d'inertie J_b , soumis au couple de frottement non linéaire $T_f(\theta_3)$.

Les trois corps sont couplés par : un ressort k_1 et amortisseur c_1 entre le Top Drive et les Drill Pipes, et un ressort k_2 et amortisseur c_2 entre les Drill Pipes et le BHA.

I.6.3.3 Schéma du modèle 3-DOF

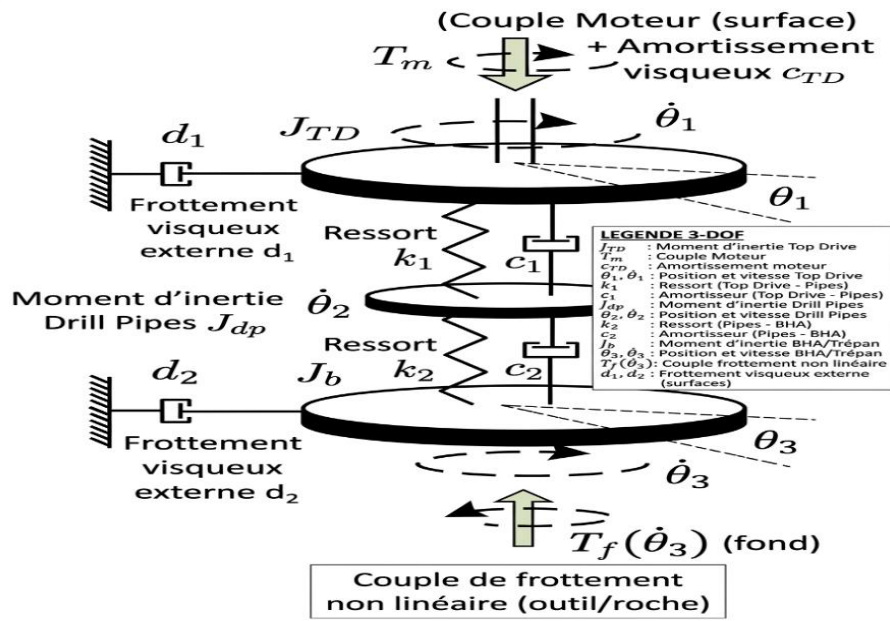


Figure I-16 : Modèle de garniture de forage avec 3DOF

I.6.3.4 Équations du mouvement

La dynamique complète du système 3-DOF est décrite par le système suivant :

- Corps 1 — Top Drive** :

$$J_{TD}\ddot{\theta}_1 = Tm - (c_{TD} + d_1) \cdot \dot{\theta}_1 - c_1(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) - k_1(\theta_1 - \theta_2) \quad (I.4)$$

b) **Corps 2 — Drill Pipes :**

$$J_{dp} \cdot \ddot{\theta}_2 = c_1(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + k_1(\theta_1 - \theta_2) - c_2(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) - k_2(\theta_2 - \theta_3) \quad (I.5)$$

c) **Corps 3 — BHA / Trépan :**

$$J_b \ddot{\theta}_3 = k_2(\theta_2 - \theta_3) + c_2(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) - d_2 \dot{\theta}_3 - T_f \quad (I.6)$$

I.6.3.5 Couple de frottement

Le couple de frottement au niveau du trépan modélise le phénomène stick-slip. On utilise le modèle de frottement de Karnopp suivant :

$$T_f = T_v(\dot{\theta}_3) + T_{fb} \quad (I.7)$$

Avec $T_v(\dot{\theta}_3) = d_b \dot{\theta}_3$

où T_{fb} est le couple requis pour le broyage et la coupe de la roche ainsi que le frottement le long du BHA, et T_v représente l'influence de la boue de forage sur le comportement du trépan. La majeure partie de l'énergie fournie par le moteur en surface est dissipée au niveau du trépan via l'interaction trépan-roche. Le contact entre le trépan et la roche est la source principale de vibrations dans un train de tiges. Par conséquent, il est essentiel pour l'analyse du mécanisme vibratoire d'établir un modèle d'interaction trépan-roche. Le modèle le plus fréquemment utilisé ces dernières années est le modèle de Karnopp pour modéliser l'interaction trépan-roche. Ce modèle prend en compte à la fois le contact de frottement et celui de coupe. Le modèle de Karnopp représente le couple de frottement comme une fonction discontinue en régime permanent, où les concepts de pseudo-vitesse et de voisinage restreint de la vitesse nulle sont introduits, dans lesquels la vitesse est fixée à zéro. La loi de frottement prend en compte les caractéristiques statiques, de Coulomb et visqueuses de la roche. Le couple de réaction est calculé via le modèle mathématique donné par l'Éq. (I.8)

$$T_{fb}(x) = \begin{cases} T_{eb}(x) & \text{if } |\dot{\theta}_3| < D_v, \text{ et } |T_{eb}| \leq T_{sb} \\ T_{sb} \operatorname{sign}(T_{eb}(x)) & \text{if } |\dot{\theta}_3| < D_v, \text{ et } |T_{eb}| > T_{sb} \\ T_{cb} \operatorname{sign}(\dot{\theta}_3) & \text{if } |\dot{\theta}_3| < D_v \end{cases} \quad (I.8)$$

$$T_{eb} = d_{TD}(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) + k_{TD}(\theta_2 - \theta_3) - d_b \dot{\theta}_3$$

$$T_{sb} = WOB \cdot R_b u_{sb}$$

$$u_b(\dot{\theta}_3) = u_{cb} + (u_{sb} - u_{cb})e^{-c_b|\dot{\theta}_3|}$$

$$T_{cb} = WOB \cdot R_b u_{cb}(\dot{\theta}_3)$$

où T_{sb} est le couple de frottement statique, T_{cb} est le couple de frottement de Coulomb, T_{eb} est le couple de décollement (ou couple de rupture), R_b est le rayon du trépan, u_b est le coefficient de frottement sec du trépan, u_{sb} et u_{cb} sont respectivement les coefficients de frottement statique et de Coulomb, et WOB est le poids sur l'outil.

I.6.3.6 Représentation en espace d'état (3-DOF)

On définit le vecteur d'état à 5 composantes :

$$x = [\dot{\theta}_1, \theta_1 - \theta_2, \dot{\theta}_2, \theta_2 - \theta_3, \dot{\theta}_3]^T \in \mathbb{R}^5$$

- x_1 = (Vitesse angulaire du Top Drive)
- x_2 = (Déformation de torsion entre Top Drive et Tiges)
- x_3 = (Vitesse angulaire des Tiges)
- x_4 = (Déformation de torsion entre Tiges et Trépan)
- x_5 = (Vitesse angulaire du Trépan)

Le système s'écrit sous la forme d'état non-linéaire globale suivant :

$$\dot{x} = A \cdot x + B \cdot u(t) + B_{nl}f(x)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_{TD} + d_1 + c_1}{J_{TD}} & -\frac{k_1}{J_{TD}} & \frac{c_1}{J_{TD}} & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ \frac{c_1}{J_{dp}} & \frac{k_1}{J_{dp}} & -\frac{c_1 + c_2}{J_{dp}} & -\frac{k_2}{J_{dp}} & \frac{c_2}{J_{dp}} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & \frac{c_2}{J_b} & \frac{k_2}{J_b} & -\frac{c_2 + d_2}{J_b} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{J_{TD}} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} T_m + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{J_b} \end{bmatrix} T_f(x_5)$$

A : La Matrice d'état (Système)

B : Le Vecteur de commande

Bnl : Le Vecteur de non-linéarité (Friction au trépan)

I.6.3.7 Valeurs typiques des paramètres du modèle 3-DOF

Paramètre	Symbole	Unité	Valeur typique
Inertie Top Drive	J_{TD}	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	1000-2000
Inertie Drill Pipes	J_{dp}	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	300–800
Inertie BHA/Trépan	J_b	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	50 – 200
Rigidité supérieure	k_1	$\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$	800-2500
Rigidité inférieure	k_2	$\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$	500– 1500
Amortissement Top Drive	c_{TD}	$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$	100 – 300
Amortissement supérieur	c_1	$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$	50 – 150
Amortissement inférieur	c_2	$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$	30 – 100
Poids sur l'outil	WOB	kN	50 – 200
Rayon trépan	R_b	m	0.1 – 0.2

I.7 Résultats de simulation

Une simulation numérique utilisant le logiciel MATLAB/SIMULINK a été réalisée. La simulation a été exécutée avec un pas d'échantillonnage fixe. Les paramètres de conception d'une garniture de forage réelle ont été utilisés dans la simulation pour une colonne de forage comprenant un ensemble de 130 tiges, chacune mesurant 9 m de long.

I.7.1 Système de garniture de forage en boucle ouverte.

La réponse du système de garniture de forage sans boucle de contrôle est étudiée. Les résultats présentés à la figure I.8 montrent les cas où la garniture de forage subit des phénomènes de « stick-slip » pour un WOB de 97 kN. Comme l'indique la **Figure I-18**, la vitesse du trépan passe de zéro à une valeur qui dépasse la vitesse de top drive. Les vitesses du trépan et top drive présentent des oscillations périodiques entretenues, car il n'y a aucun contrôleur actif ou passif pour les amortir. On constate qu'une garniture de forage sans boucle de contrôle peut subir des vibrations de type stick-slip, ce qui est très préjudiciable pour les composants de la garniture, car cela peut provoquer une défaillance ou des dommages irréversibles à la garniture de forage ou à ses éléments. Par conséquent, le contrôle de la garniture de forage est absolument nécessaire pour atténuer de tels problèmes.

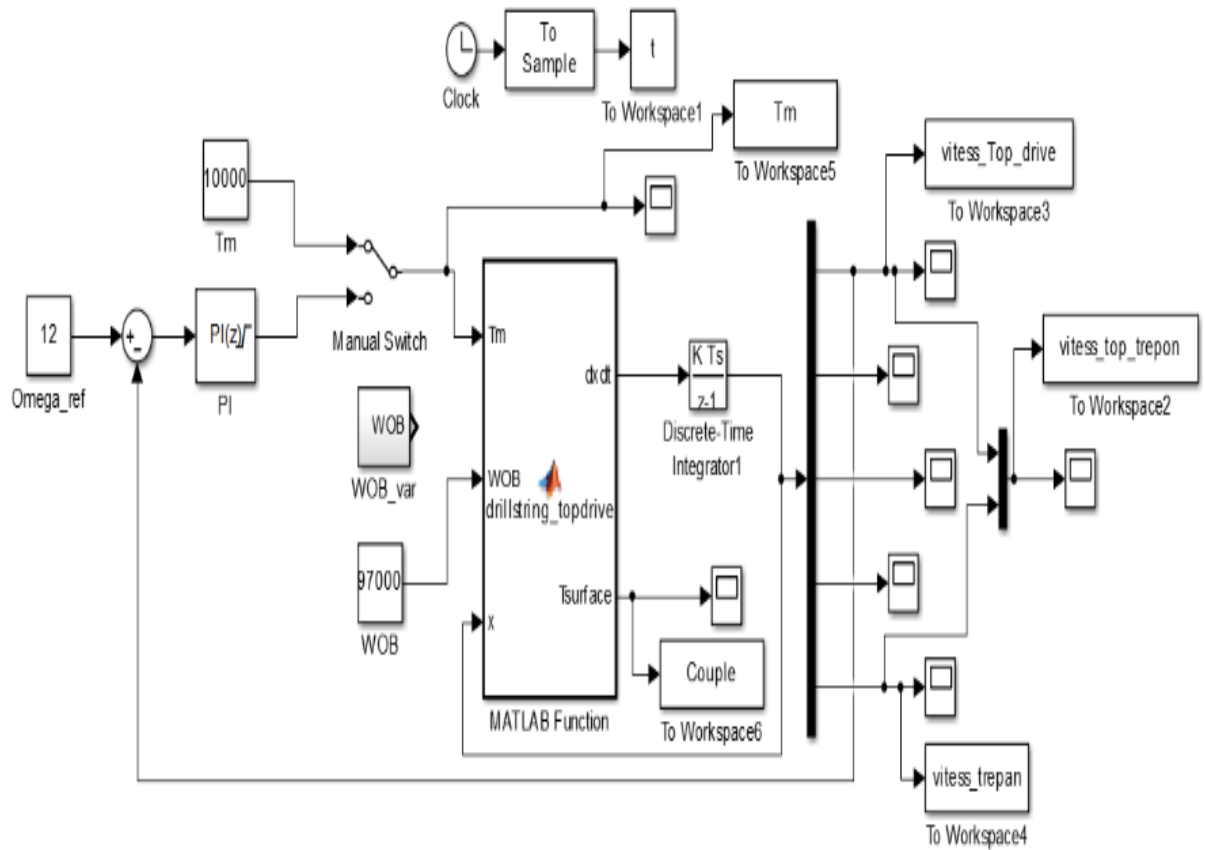


Figure I-17 Simulation en boucle ouverte avec WOB constant

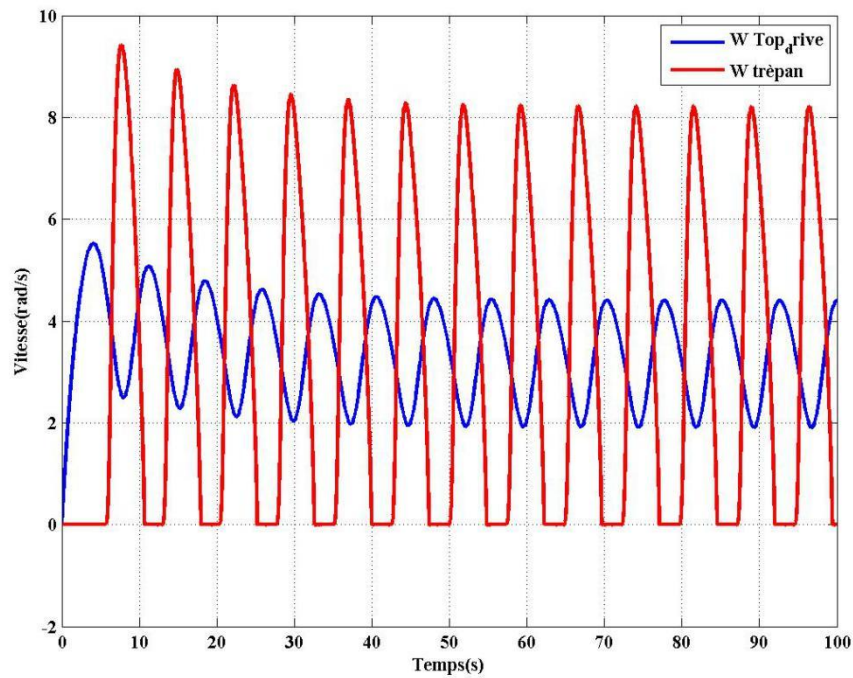


Figure I-18 : Simulation en boucle ouverte

I.7.2 Commande par PI.

L'objectif de cette section est de mettre en œuvre un contrôleur de type régulateur PI afin de minimiser les vibrations causées par le phénomène de stick-slip au niveau du trépan, et de réguler la vitesse de rotation de la garniture de forage à une valeur de consigne souhaitée. Le contrôleur PI a été conçu et appliqué au modèle à paramètres concentrés à 3 degrés de liberté (3 DOF). La réponse du couple d'entraînement du Top Drive, soumis à des variations du poids sur l'outil (WOB), est illustrée sur la Figure I.20. On observe clairement que le couple d'entraînement augmente lorsque le WOB s'accroît, afin de garantir un couple suffisant au niveau du trépan. Par ailleurs, la vitesse angulaire du trépan ainsi que celle du Top Drive continuent de suivre la vitesse de référence avec seulement de faibles oscillations pendant les variations du WOB. Il convient de souligner que le contrôleur PI est capable de gérer les variations du couple sur le trépan avec un temps de réponse rapide. Ce correcteur affiche d'excellentes performances et une grande robustesse face aux variations soudaines du WOB en un temps réduit (moins de 40 s), tandis que la vitesse angulaire du système de garniture de forage reste stable à la valeur de consigne.

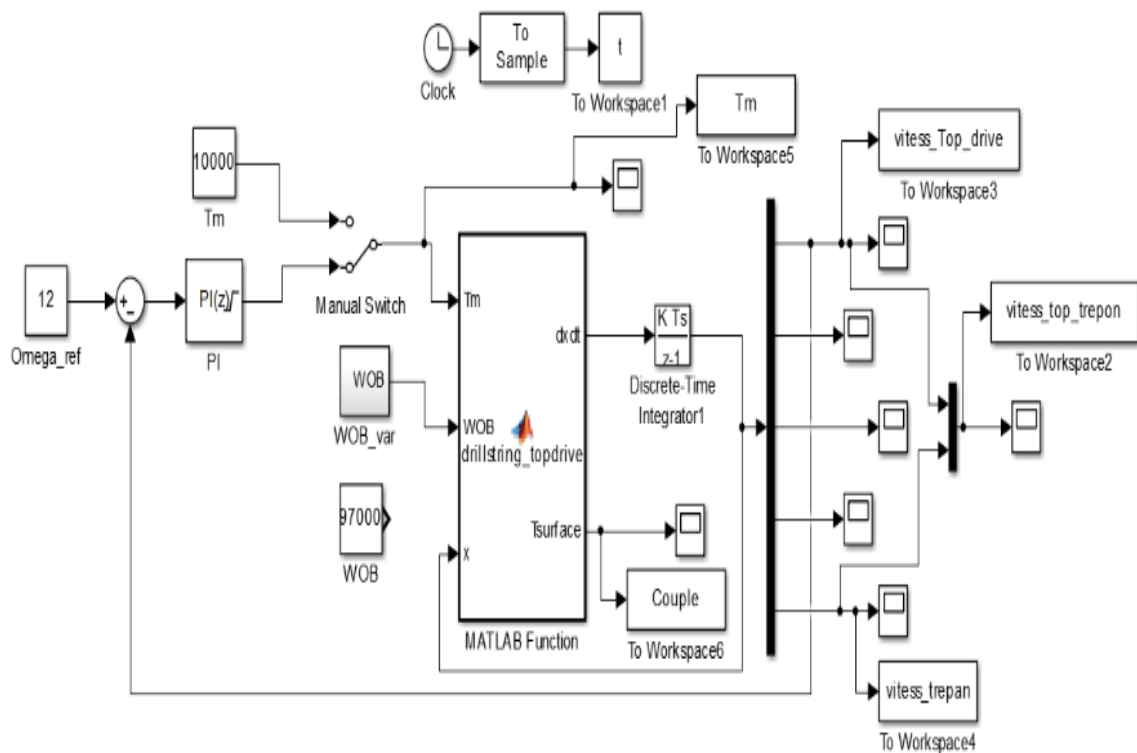


Figure I-19 : Simulation en boucle fermée avec commande PI

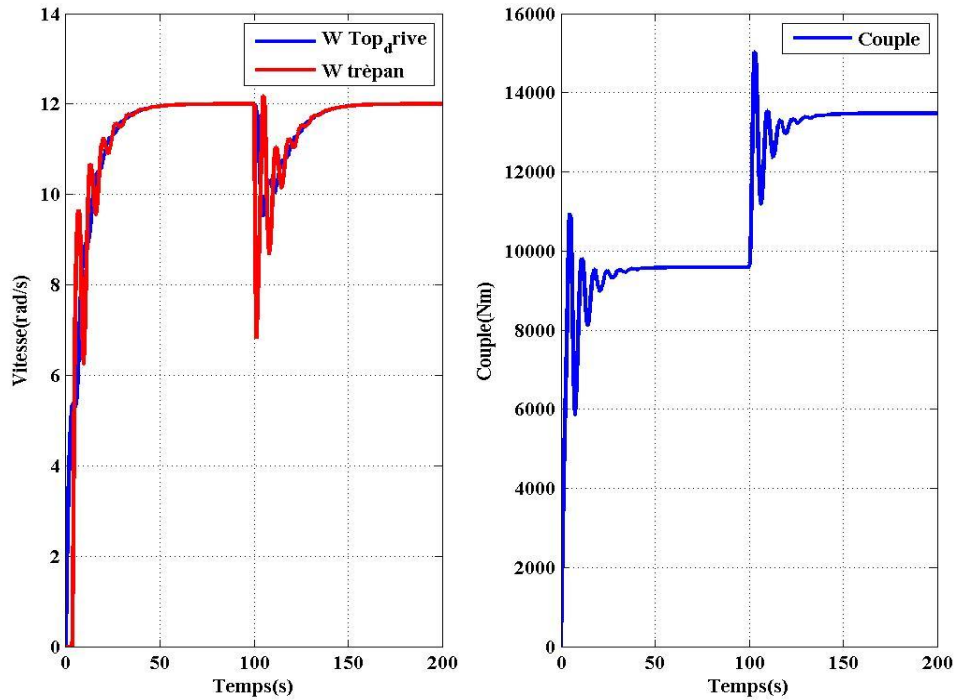


Figure I-20: Simulation en boucle fermée en utilisant PI

I.8 Conclusion

Ce premier chapitre a permis de poser les bases nécessaires à la compréhension et à la modélisation dynamique d'un système de forage pétrolier, en particulier celui équipé d'un Top Drive. Après un rappel des généralités sur le forage pétrolier, des types de puits, des équipements et des paramètres de forage, l'accent a été mis sur les vibrations indésirables affectant la colonne de forage, notamment le phénomène de stick-slip.

Une modélisation mécanique du train de tiges a été réalisée selon deux approches à paramètres concentrés : un modèle à 2 degrés de liberté (2-DOF) et un modèle plus détaillé à 3 degrés de liberté (3-DOF). Ce dernier intègre la dynamique intermédiaire des tiges de forage (drill pipes) et une loi de frottement non linéaire (modèle de Karnopp) représentant fidèlement l'interaction outil-roche, source principale des vibrations de torsion.

Les simulations numériques effectuées sous MATLAB/Simulink ont mis en évidence le comportement critique du système en boucle ouverte, où des oscillations périodiques de type

stick-slip apparaissent, pouvant endommager la garniture. En revanche, l'application d'un correcteur PI en boucle fermée a montré une nette amélioration : atténuation des vibrations, maintien de la vitesse angulaire du trépan et du Top Drive proche de la consigne, et robustesse face aux variations du poids sur l'outil (WOB) avec un temps de réponse inférieur à 40 secondes.

Ces résultats confirment l'efficacité d'une commande adaptée pour stabiliser le système de forage. Le chapitre suivant pourra ainsi exploiter ces modèles pour développer des stratégies de commande.

CHAPITRE II : MODÉLISATION DE LA MACHINE ASYNCHRONE ET DU VARIATEUR DE FREQUENCE

II.1 Introduction

L'évolution technologique de l'industrie pétrolière, marquée par une recherche constante de performance et de sécurité, a conduit à la généralisation du système de forage par le haut, plus connu sous le nom de Top Drive. Ce dispositif, qui a révolutionné la transmission de puissance au train de tiges, constitue aujourd'hui le cœur de la chaîne cinématique des appareils de forage modernes.

Dans le cadre de ce travail de recherche, nous portons notre étude sur le système de forage Bentec TD-500-XT, une unité de forage de haute performance reconnue pour sa fiabilité et sa puissance sur les chantiers pétroliers, notamment ceux de l'entreprise ENAFOR. L'objectif de ce chapitre est d'établir une présentation technique détaillée et une modélisation rigoureuse de ce système afin de jeter les bases nécessaires à la conception d'une loi de commande efficace.

Dans un premier temps, nous décrirons l'architecture globale du Bentec TD-500-XT, en précisant ses principaux composants tels que le moteur à induction AC, le variateur de fréquence (VFD) et l'unité de contrôle par automate programmable (API). Nous mettrons en évidence les avantages opérationnels de cette technologie face aux méthodes de forage conventionnelles.

Dans un second temps, nous aborderons la modélisation mathématique de la chaîne d'entraînement électrique. Cette modélisation inclura le comportement dynamique de la machine asynchrone et les stratégies de modulation du convertisseur de puissance.

II.2. Introduction au système de forage à Top Drive

II.2.1 Définition du Top drive

Le Top Drive est un système d'entraînement rotatif utilisé dans les opérations de forage pétrolier et gazier. Installé directement sur le derrick (tour de forage), il remplace la table tournante traditionnelle en permettant la rotation de la colonne de forage depuis le haut. Ce dispositif motorisé est suspendu au chariot de levage du mât de forage et peut se déplacer verticalement tout en faisant tourner la tige de forage.

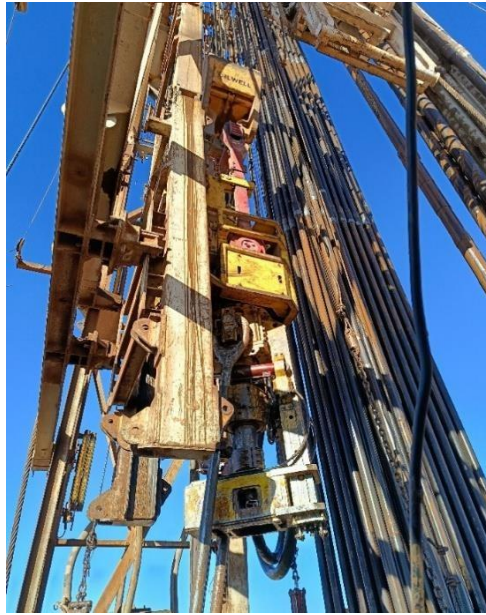


Figure II.1 Top Drive Bentec TD-500-XT

Le Top Drive permet non seulement de faire tourner la colonne de forage pour forer, mais aussi d'automatiser certaines opérations de vissage/dévissage des tiges, de manipuler des tiges de forage plus longues (stand de trois tiges), et de réduire le temps non productif. Il contribue à améliorer la sécurité, la performance et la flexibilité des opérations de forage.

II.2.2 Rôle du Top Drive

Le Top Drive joue un rôle central dans les opérations de forage, en remplissant plusieurs fonctions essentielles que l'on peut regrouper en trois grandes catégories à savoir la rotation, la manipulation du train de tiges et la circulation du fluide de forage.

- a) **Rotation** : Grâce à son moteur électrique, le Top Drive assure la rotation de l'ensemble du train de tiges, permettant l'avancement du trépan dans le sous-sol.
- b) **Manipulation du train de tiges** : Le système permet la montée et la descente du train de tiges dans le puits. Il facilite également le serrage et le desserrage des connexions filetées à l'aide d'un système de couple renforcé, connu sous le nom de Torque Boost. Par ailleurs, les bras de levage (Link Tilts) permettent une manipulation précise et sécurisée des tiges.
- c) **Circulation du fluide de forage** : Le Top Drive permet l'injection continue du fluide de forage à travers le train de tiges, assurant ainsi le nettoyage du fond du puits, le refroidissement du trépan et le transport des déblais vers la surface. Il intègre aussi un système de freinage permettant de maintenir et de sécuriser la garniture de forage lorsque nécessaire.

II.2.3 Avantages et les inconvénients du Top drive

Le Top Drive présente de nombreux avantages par rapport aux systèmes de forage traditionnels, notamment la table de rotation et la tige Kelly :

II.2.3.1 Avantages

- a) **Gain de temps significatif** : En éliminant la manipulation de la tige Kelly et en permettant le forage par triplets, le Top Drive réduit le temps de forage d'environ **25 %**.
- b) **Flexibilité opérationnelle** : Il autorise la connexion des tiges à n'importe quelle hauteur du mât, ce qui accroît l'efficacité des opérations.
- c) **Meilleure gestion des tiges** : Le système optimise la manutention du train de tiges, réduisant les efforts physiques requis et les risques d'accident.
- d) **Puissance de rotation accrue** : Le moteur du Top Drive fournit un couple de rotation plus variable et contrôlable que celui d'une table rotative conventionnelle.
- e) **Circulation continue du fluide** : Il permet la rotation de la garniture et la circulation du fluide de forage à tout moment, même lors des descentes et remontées, ce qui contribue à la prévention des incidents tels que les collages ou les éruptions.
- f) **Réduction du nombre de connexions** : Le forage par triplets diminue les opérations d'assemblage/désassemblage, réduisant ainsi les risques de fuites et les temps morts.
- g) **Application prolongée du couple** : Dans les modèles hydrauliques, le Top Drive permet un couple statique prolongé, utile pour certaines opérations de vissage ou de déblocage.
- h) **Meilleur alignement du puits** : Grâce à la stabilité accrue du train de tiges, il favorise le forage de puits plus verticaux.
- i) **Allègement du travail des accrocheurs** : En automatisant une partie des opérations de manutention, il réduit la pénibilité du travail au sol.

II.2.3.2 Inconvénients

- a) **Coût de maintenance élevé** : La complexité du système implique des frais d'entretien importants.
- b) **Encombrement** : Les dimensions importantes du Top Drive peuvent compliquer son installation, surtout sur des structures existantes non conçues pour l'accueillir.
- c) **Poids supplémentaire** : Son poids additionnel augmente l'usure du câble de forage et impose des contraintes supplémentaires sur la structure du derrick.
- d) **Exigence en personnel qualifié** : Son utilisation nécessite une équipe formée et expérimentée.
- e) **Maintenance quotidienne** : Un entretien régulier est indispensable (lubrification,

vérifications mécaniques, stabilisation).

- f) **Mobilité réduite** : En cas de changement de site, le Top Drive est plus difficile à transporter et nécessite souvent un démontage complet, ce qui engendre un surcroît de logistique.

II.2.4 Classification selon le type de moteur d'entraînement

II.2.4.1 Top Drive à moteur hydraulique

Moins utilisés aujourd'hui, ces modèles présentent des inconvénients liés à l'entretien (multiplication des flexibles, joints, fuites d'huile) et à la sécurité (risques liés à la haute pression). Leur utilisation entraîne également des pertes de temps. Toutefois, certains composants hydrauliques restent intégrés dans les Top Drives modernes en raison de leur utilité.

II.2.4.2 Top Drive à moteur électrique

Devenus la norme actuelle, ces modèles sont plus compacts, faciles à entretenir et d'utilisation simple. On distingue deux types de moteurs :

- a) **Moteur à courant continu (DC)** : Offre un contrôle très précis grâce à une variation continue de la vitesse. Cependant, il est plus lourd, complexe à fabriquer et à entretenir.
- b) **Moteur à courant alternatif (AC)** : Plus léger et plus simple d'entretien. La variation de vitesse y est discrète, donc moins précise qu'avec un moteur DC, mais suffisante pour la plupart des applications

II.3. Étude du système Top Drive Bentec TD-500-XT

II.3.1 Présentation générale du Top Drive Bentec TD-500-XT

Le Top Drive Bentec TD-500-XT se distingue par sa conception robuste, modulaire et hautement intégrée, alliant des technologies mécaniques, électriques et hydrauliques avancées. Ce modèle est conçu pour répondre aux exigences les plus strictes des environnements de forage, y compris dans des conditions extrêmes telles que les basses températures.

Il permet non seulement d'optimiser la sécurité et la performance des opérations de forage, mais aussi de réduire les temps d'arrêt grâce à une maintenance facilitée et une architecture orientée vers la fiabilité.

Tableau II.1 : Caractéristiques de Top Drive Bentec TD-500-XT [7]

P uissance moteur	860 kW	Poids	15,7 tonnes
Moteur de forage	Moteur à induction AC	Pression de travail	517 bars
Vitesse à couple continu maximal	115 tr/min	Hauteur de travail	6,35 mètres
Vitesse maximale	230 tr/min	Largeur x profondeur	1,66 m x 1,55 m
Plage de température	-45 °C / +55 °C	Système de refroidissement	Ventilateur local
Capacité de levage et de rotation	500 tonnes / 454 tonnes métriques	Alimentation hydraulique	Embarquée

II.3.2 Architecture du système d'entraînement :

II.3.2.1 Moteur à induction AC

Le système d'entraînement du Top Drive repose sur un moteur à induction AC, dont la fonction principale est de fournir l'énergie mécanique nécessaire à la rotation de la tige de forage. Ce type de moteur est particulièrement adapté aux exigences du forage grâce à sa capacité à fournir un couple élevé à basse vitesse, ce qui permet de percer avec précision tout en assurant un contrôle optimal du couple, indispensable pour la maîtrise de la colonne de forage.

Sa réversibilité du sens de rotation est un atout essentiel pour les opérations de vissage et de dévissage des tiges. Par ailleurs, le moteur est conçu pour supporter les démarrages et arrêts fréquents, caractéristiques des cycles opérationnels du forage, sans compromettre sa durabilité ni ses performances.

Le moteur électrique utilisé dans le système Top Drive possède une puissance nominale de 1 140 chevaux, soit environ 860 kW. Il est compatible avec un variateur de fréquence (VFD), ce qui permet un contrôle précis de la vitesse et du couple, en fonction des besoins opérationnels du forage.

Ce moteur fonctionne généralement sous une tension d'alimentation comprise entre 600 V et 690 V AC, avec une fréquence de 50 Hz, adaptée aux standards industriels courants. Grâce à cette configuration, il offre une excellente adaptabilité aux conditions de forage variables, tout en garantissant performance et fiabilité.

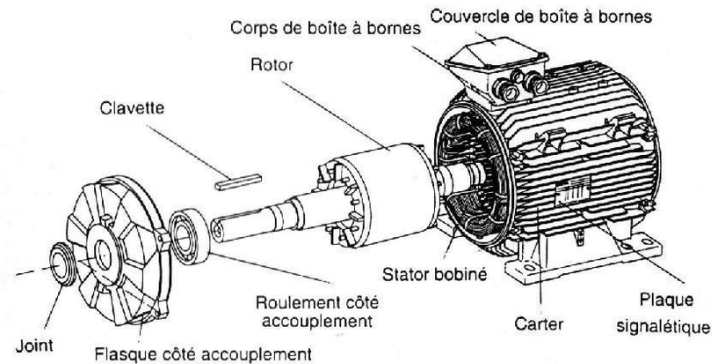


Figure II.2 Moteur Asynchrone Triphasé [9]

a) Caractéristiques techniques

- **Refroidissement** : Système de refroidissement forcé (air ou liquide), adapté aux environnements poussiéreux et à forte température.
- **Indice de protection** : IP55 ou supérieur, pour garantir l'étanchéité contre les poussières, l'eau et les vapeurs d'huile.
- **Surcharge admissible** : Jusqu'à 200 % pendant des périodes courtes (démarrage, déblocage de la tige, etc.).
- **Facteur de service (S.F.)** : 1.15 à 1.25 – Adapté aux charges continues avec pics de couple.

b) Avantages pour une utilisation Top Drive

- Grande fiabilité et longévité dans des conditions extrêmes (forage terrestre ou offshore).
- Compatibilité avec les systèmes de contrôle automatisés du Top Drive.
- Maintenance réduite, fonctionnement sans balais.

II.3.2.2 Variateur de fréquence (VFD)

Le variateur de fréquence (VFD) est un système de commande électronique destiné à réguler la vitesse de rotation et le couple du moteur à induction AC en fonction des besoins de l'opération de forage. En ajustant la fréquence et la tension d'alimentation fournies au moteur, il permet une maîtrise précise des performances mécaniques, ce qui est essentiel pour :

- Adapter la vitesse de rotation aux différentes phases du forage (démarrage, forage en pleine

charge, vissage/dévissage, etc.).

- Optimiser la consommation d'énergie et prolonger la durée de vie du moteur.
- Réagir rapidement aux variations de charge sur la tige de forage.
- Assurer une transition douce entre les phases de fonctionnement, limitant ainsi les chocs mécaniques.



Figure II.3 Variateur de fréquence (VFD) [2]

Le VFD est indispensable dans un système Top Drive moderne, où la précision, la sécurité et la flexibilité sont des critères critiques pour les performances de forage.

II.3.2.3 Automate programmable industriel (API)

Le API constitue le cœur du système de contrôle du Top Drive Bentec TD-500-XT. Il permet un pilotage précis du moteur via le VFD, la supervision continue des opérations de forage et le contrôle de paramètres critiques tels que la température, les vibrations et la consommation énergétique.

En cas d'anomalie, le API peut déclencher des mesures de sécurité automatiques, comme un arrêt d'urgence, afin de protéger les opérateurs et les équipements. Il est associé à une interface homme-machine (IHM) simple et intuitive, qui permet une surveillance en temps réel, un réglage aisé des paramètres, et une intervention rapide si nécessaire.

Compatible avec des protocoles de communication industriels standards tels que Modbus TCP et Profibus DP, le API peut être facilement intégré dans des systèmes de supervision à distance (SCADA), facilitant ainsi la maintenance prédictive, le diagnostic et l'analyse des performances.

II.4. Modélisation mathématique du moteur asynchrone

La transformation d'une grandeur triphasée peut se projeter dans différents référentiels (s), (r) et (T) (Fig. II-4), liés au moteur à induction [4],[3]

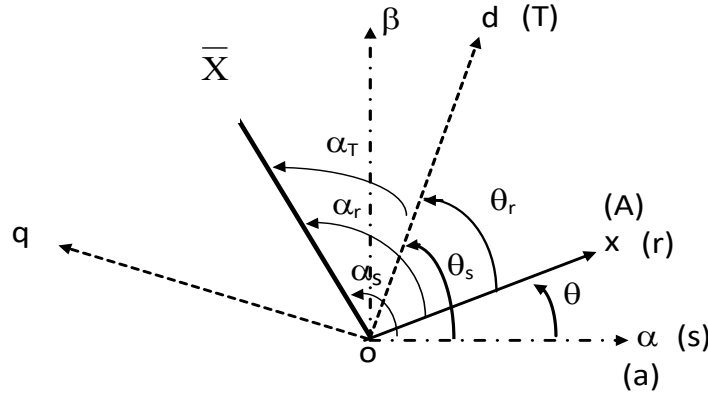


Figure II-4 Position des systèmes d'axes

Dans notre travail on utilise le modèle de MAS dans le référentiel lié au stator (α, β) mise sous forme d'équation d'état.

On peut déduire la forme finale du modèle de MAS dans le référentiel (α, β) comme suit :

$$[\dot{X}] = [A][X] + [B][U] \quad (II.1)$$

$$[Y] = [C][X] + [D][U]$$

$[A]$: la matrice fondamentale qui caractérise le système.

$[B]$: la matrice d'entrée.

$[C]$: la matrice de sortie.

$[D]$: la matrice de transmission direct.

$[U]$: le vecteur de commande.

$[X]$: le vecteur d'état.

Sous forme matricielle on peut écrire le système d'équations suivant :

$$\frac{d}{dt} [X] = [A][X] + [B][U] \quad (II.2)$$

Avec :

$$[X] = [i_{s\alpha} \quad i_{s\beta} \quad \Phi_{s\alpha} \quad \Phi_{s\beta}]^t$$

$$[U] = [V_{s\alpha} \quad V_{s\beta}]^t$$

Le modèle de la machine dans le référentiel statorique (α, β) et mis sous la forme d'état suivant

$$\dot{X} = AX + BU \quad (II-3)$$

Tels que :

$$\mathbf{X} = [i_{s\alpha} \quad i_{s\beta} \quad \phi_{s\alpha} \quad \phi_{s\beta}]^t, \quad \mathbf{U} = [v_{s\alpha} \quad v_{s\beta}]^t$$

Nous avons:

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{s\alpha} = R_s i_{s\alpha} + \dot{\Phi}_{s\alpha} \dots (1) \\ V_{s\beta} = R_s i_{s\beta} + \dot{\Phi}_{s\beta} \dots (2) \\ V_{r\alpha} = 0 = R_r i_{r\alpha} + \dot{\Phi}_{r\alpha} - \omega_r \Phi_{r\beta} \dots (3) \\ V_{r\beta} = 0 = R_r i_{r\beta} + \dot{\Phi}_{r\beta} + \omega_r \Phi_{r\alpha} \dots (4) \end{array} \right. \quad (II-4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi_{s\alpha} = L_s i_{s\alpha} + M i_{r\alpha} \\ \Phi_{s\beta} = L_s i_{s\beta} + M i_{r\beta} \\ \Phi_{r\alpha} = L_r i_{r\alpha} + M i_{s\alpha} \\ \Phi_{r\beta} = L_r i_{r\beta} + M i_{s\beta} \end{array} \right. \quad (II-5)$$

À près les remplacements des valeurs ($i_{r\alpha}$ $i_{r\beta}$ $\Phi_{r\alpha}$ $\Phi_{r\beta}$) dans (3 et 4) de la relation (I-15) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\Phi}_{s\alpha} = V_{s\alpha} - R_s i_{s\alpha} \\ \dot{\Phi}_{s\beta} = V_{s\beta} - R_s i_{s\beta} \\ i_{s\alpha} = -\frac{1}{\sigma} \left(\frac{1}{T_r} + \frac{1}{T_s} \right) i_{s\alpha} - \omega_r i_{s\beta} + \frac{1}{\sigma L_s T_r} \Phi_{s\alpha} - \frac{\omega_r}{\sigma L_s} \Phi_{s\beta} + \frac{1}{\sigma L_s} V_{s\alpha} \\ i_{s\beta} = \omega_r i_{s\alpha} - \frac{1}{\sigma} \left(\frac{1}{T_r} + \frac{1}{T_s} \right) i_{s\beta} + \frac{\omega_r}{\sigma L_s} \Phi_{s\alpha} + \frac{1}{\sigma L_s T_r} \Phi_{s\beta} + \frac{1}{\sigma L_s} V_{s\beta} \end{array} \right. \quad (II-6)$$

Le modèle complet de la machine dans le repère (α, β) et mis sous la forme d'état suivant :

$$\frac{d}{dt} [\mathbf{X}] = [\mathbf{A}_1][\mathbf{X}] + [\mathbf{A}_2][\mathbf{X}] + [\mathbf{B}][\mathbf{U}] \quad (II-7)$$

$$\mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} -\frac{1}{\sigma} \left(\frac{1}{T_r} + \frac{1}{T_s} \right) & 0 & \frac{1}{\sigma L_s T_r} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\sigma} \left(\frac{1}{T_r} + \frac{1}{T_s} \right) & 0 & \frac{1}{\sigma L_s T_r} \\ -R_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -R_s & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{A}_2 = -\omega_r \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \frac{1}{\sigma L_s} \\ -1 & 0 & -\frac{1}{\sigma L_s} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{1}{\sigma L_s} & 0 & 1 & 0 \\ 0 & \frac{1}{\sigma L_s} & 0 & 1 \end{bmatrix}^T$$

$$\sigma = 1 - \frac{M^2}{L_s L_r} \quad \text{Est le coefficient de dispersion de Blondel.}$$

$T_s = \frac{L_s}{R_s}$, $T_r = \frac{L_r}{R_r}$ Sont les constantes de temps statorique et rotorique respectivement.

$\omega_r = p \Omega_r$ Est la pulsation mécanique du rotor et p le nombre de paires des pôles du MAS.

II.5 Modélisation du variateur de fréquence

II-5-1 Modélisation de l'alimentation du MAS

On ne peut parler de la commande du MAS, sans qu'on parle du convertisseur qui lui est associé pour cette commande et de son alimentation. Le MAS est généralement commandé en agissant sur la fréquence de son alimentation, à travers un onduleur de tension. L'implantation de la commande nécessite la modélisation complète de tout le système, que ce soit la partie à commander ou celle de la commande. On va présenter dans ce qui suit la modélisation de l'alimentation du MAS qui est constituée d'un redresseur triphasé à diodes, d'un filtre et d'un onduleur de tension à deux niveaux.

II-5-2 Système d'alimentation

L'onduleur associé à d'autres organes forme l'équipement complet d'alimentation du MAS, qui comporte généralement [3]-[4] :

- Une source électrique triphasée,
- Un redresseur triphasé double alternance à diodes,
- Un filtre passe bas de tension.

La source d'alimentation triphasée est équilibrée, d'amplitude de tension et fréquence, imposés et constants. Le redresseur et le filtre de tension doivent être dimensionnés convenablement afin de les associer à l'onduleur de tension alimentant le MAS. La figure (II.5), illustre le schéma globale du système complet à étudier.

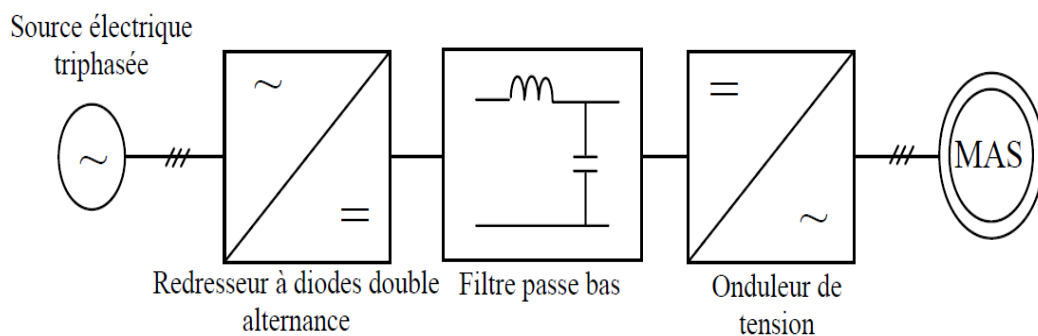


Figure II.5 Schéma global de l'alimentation du MAS

II-5-3 Modélisations du redresseur et du filtre associés à l'onduleur

L'alimentation $E(t)$ est assurée par l'intermédiaire de l'ensemble redresseur et filtre, présenté par le montage de la figure (II.6) ci-dessous :

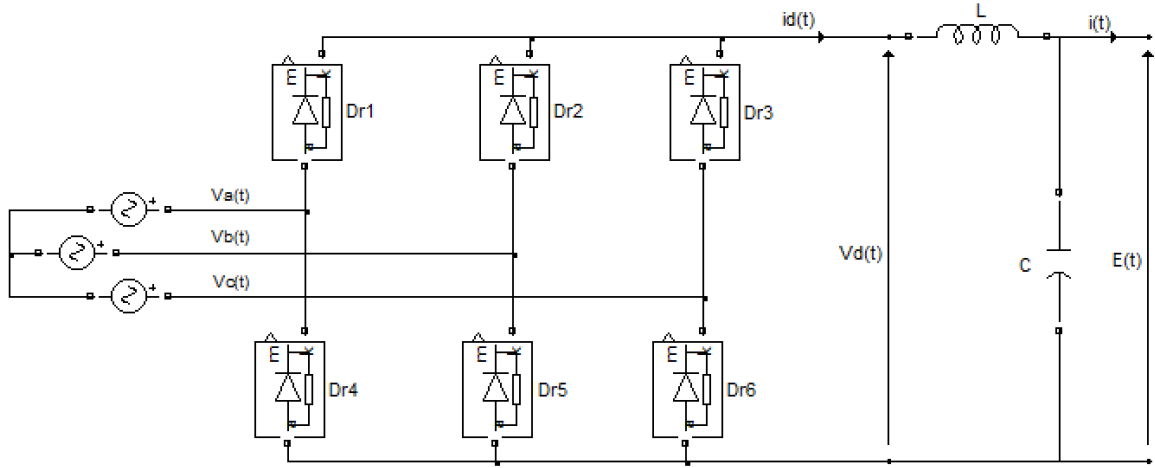


Figure II.6 Redresseur et Filtre associés à un onduleur de tension triphasé.

II-5-4 Modélisation du redresseur triphasé

Ce redresseur comporte trois diodes à cathode commune assurant l'aller du courant $i_d(t)$: D_{r1} , D_{r2} et D_{r3} ; et trois diodes à anode commune assurant le retour du courant $i_d(t)$: D_{r4} , D_{r5} et D_{r6} . Si l'effet de l'empiètement est négligé, la valeur instantanée de la tension redressée peut être exprimée par :

$$V_d(t) = \max(V_a(t), V_b(t), V_c(t)) - \min(V_a(t), V_b(t), V_c(t)) \quad (II-8)$$

Cette tension redressée est assez ondulée, ce qui nécessite une opération de filtrage.

II-5-5 Modélisation du filtre de tension redressée

Afin de réduire le taux d'ondulation de cette tension redressée, on utilise un filtre passe bas (LC), caractérisé par les équations différentielles suivantes :

$$\begin{cases} \frac{di_d(t)}{dt} = \frac{1}{L} [V_d(t) - E(t)] \\ \frac{dE(t)}{dt} = \frac{1}{C} [i_d(t) - i_f(t)] \end{cases} \quad (II-9)$$

Pour dimensionner ce filtre, on doit tout simplement placer sa fréquence de coupure au-dessous de la fréquence de la première harmonique de $V_d(t)$, cette condition nous permet de déterminer L et C .

II-5-6 Modélisation de l'Onduleur de tension à deux niveaux

L'onduleur, qui est un dispositif d'électronique de puissance à base de transistors ou thyristor GTO, est le cœur de l'organe de commande du MAS, il peut être considéré comme un amplificateur de puissance. Un onduleur de tension triphasé à deux niveaux est constitué de trois bras, avec deux interrupteurs pour chaque bras, chaque interrupteur est monté en parallèle inverse avec une diode de récupération. Le schéma structurel d'un tel onduleur triphasé à deux niveaux, est illustré par la figure(II.7) :

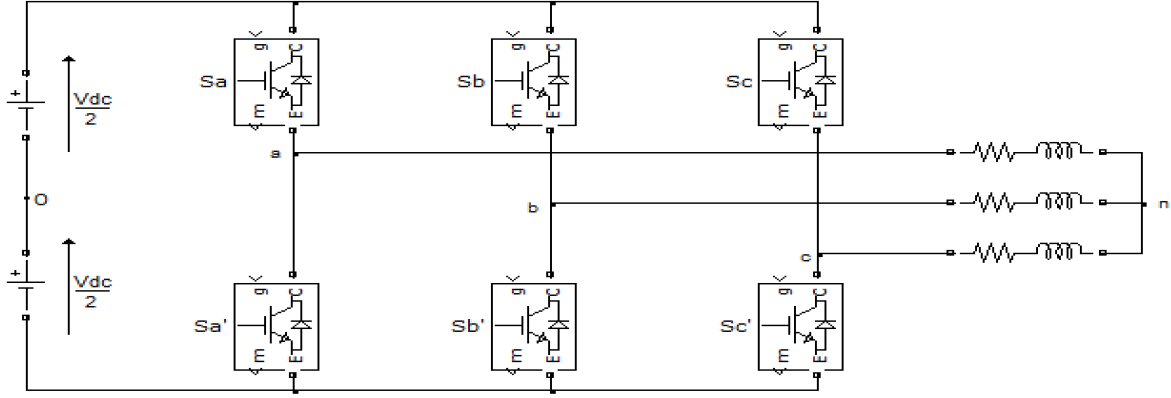


Figure II.7 Schéma d'un onduleur de tension triphasé à deux niveaux

L'état des interrupteurs, supposés parfaits peuvent être définis par trois grandeurs booléennes de commande $\mathbf{Si}$ ($i = a, b, c$):

- $\mathbf{Si} = 1$ le cas où l'interrupteur de haut est fermé et celui d'en bas ouvert, (figure II.7 plus bas).
- $\mathbf{Si} = 0$ le cas où l'interrupteur de haut est ouvert et celui d'en bas fermé.

Dans ces conditions on peut écrire les tensions v_{io} en fonction des signaux de commande $\mathbf{Si}$ et en tenant compte du point fictif "o" représenté sur la figure (I-21)

$$V_{io} = V_{dc} \left(S_i - \frac{1}{2} \right) \quad (II-10)$$

Soit ' n ' le point neutre du côté alternatif (MAS), alors les trois tensions composées : v_{ab} , v_{bc} , et v_{ca} sont définies par les relations suivantes :

$$\begin{cases} V_{ab} = V_{an} - V_{bn} \\ V_{bc} = V_{bn} - V_{cn} \\ V_{ca} = V_{cn} - V_{an} \end{cases} \quad (II-11)$$

La charge constituée par la machine est équilibrée ($V_{an} + V_{bn} + V_{cn} = 0$), on aura donc:

$$\begin{cases} V_{an} = \frac{1}{3}(V_{ab} - V_{ca}) \\ V_{bn} = \frac{1}{3}(V_{bc} - V_{ab}) \\ V_{cn} = \frac{1}{3}(V_{ca} - V_{bc}) \end{cases} \quad (II-12)$$

En faisant apparaître le point "o", les tensions entre phases peuvent aussi s'écrire :

$$\begin{cases} V_{ao} = V_{an} + V_{bo} \\ V_{bo} = V_{bn} + V_{co} \\ V_{co} = V_{cn} + V_{ao} \end{cases} \quad (II-13)$$

En remplaçant (II-12) dans (II-13) on obtient :

$$\begin{bmatrix} V_{an} \\ V_{bn} \\ V_{cn} \end{bmatrix} = \frac{1}{3} \begin{bmatrix} 2 & -1 & -1 \\ -1 & 2 & -1 \\ -1 & -1 & 2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{ao} \\ V_{bo} \\ V_{co} \end{bmatrix} \quad (II-14)$$

Des relations suivantes :

$$\begin{cases} V_{ao} = V_{an} + V_{bo} \\ V_{bo} = V_{bn} + V_{co} \\ V_{co} = V_{cn} + V_{ao} \end{cases} \quad (II-15)$$

On peut déduire le potentiel entre les points *n* et *o* :

$$V_{no} = \frac{1}{3}(V_{ao} + V_{bo} + V_{co}) \quad (II-16)$$

L'utilisation de l'expression (II-14) permet d'établir les équations instantanées des tensions simples en fonction des grandeurs de commande :

$$\begin{bmatrix} V_{an} \\ V_{bn} \\ V_{cn} \end{bmatrix} = \frac{V_{dc}}{3} \begin{bmatrix} 2 & -1 & -1 \\ -1 & 2 & -1 \\ -1 & -1 & 2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_a \\ S_b \\ S_c \end{bmatrix} \quad (II-17)$$

II-5-7 Commande de l'onduleur par technique MLI triangle-sinusoidale

L'utilisation de la modulation de largeur d'impulsion (MLI) ou Pulse Width Modulation (PWM) permet d'éliminer les premiers rangs d'harmoniques de courant afin d'améliorer le facteur de puissance. Cependant, cette technique ne résout pas totalement le problème des harmoniques de courant [33].

La modulation MLI est fortement inspirée des techniques utilisées dans la transmission de l'information. Elle consiste à moduler une onde porteuse triangulaire (issue d'un découpage à fréquence F_d) par une onde modulante sinusoïdale (fréquence F_s) à fréquence beaucoup plus

basse [33].

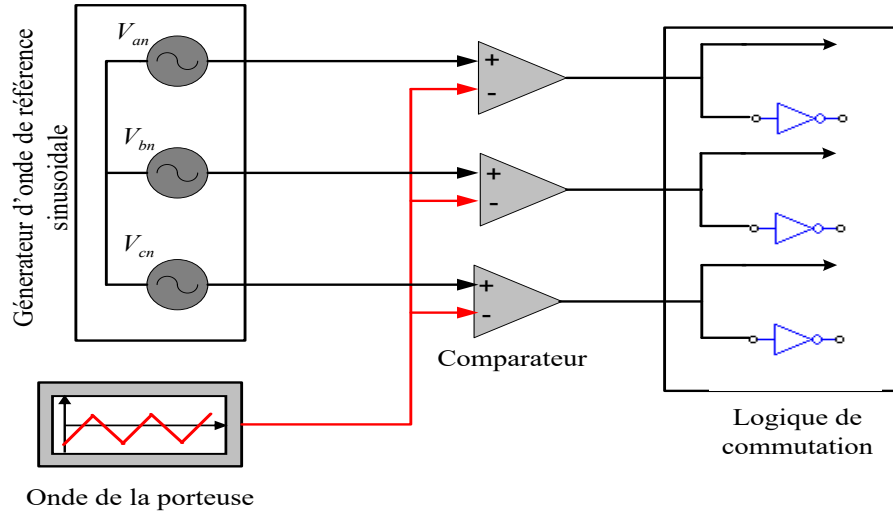


Figure II.8 Schéma du principe de la technique MLI triangle-sinusoidale

II-6 Simulation numérique

II-6-1 Alimentation purement sinusoïdale

Dans un premier temps, nous considérons que la machine est connectée en étoile et alimentée par un système de tension triphasé équilibré sous la forme suivante :

$$\begin{bmatrix} V_a \\ V_b \\ V_c \end{bmatrix} = 600\sqrt{2}/\sqrt{3} \begin{bmatrix} \sin(2\pi ft) \\ \sin(2\pi ft - 2\pi/3) \\ \sin(2\pi ft - 4\pi/3) \end{bmatrix} \quad f=50 \text{ H} \quad (II-18)$$

Dans notre travail, nous avons utilisé le logiciel « *MATLAB simulink* » pour la simulation du comportement dynamique de la machine asynchrone triphasée. Nous avons utilisé un démarrage à vide avec application d'un couple de charge $C_r=10238 \text{ N.m}$ à $t=10\text{s}$.

Les paramètres nominaux de la machine utilisée sont donnés dans l'annexe (A), et les résultats obtenus sont représentés dans la figure (II-9).

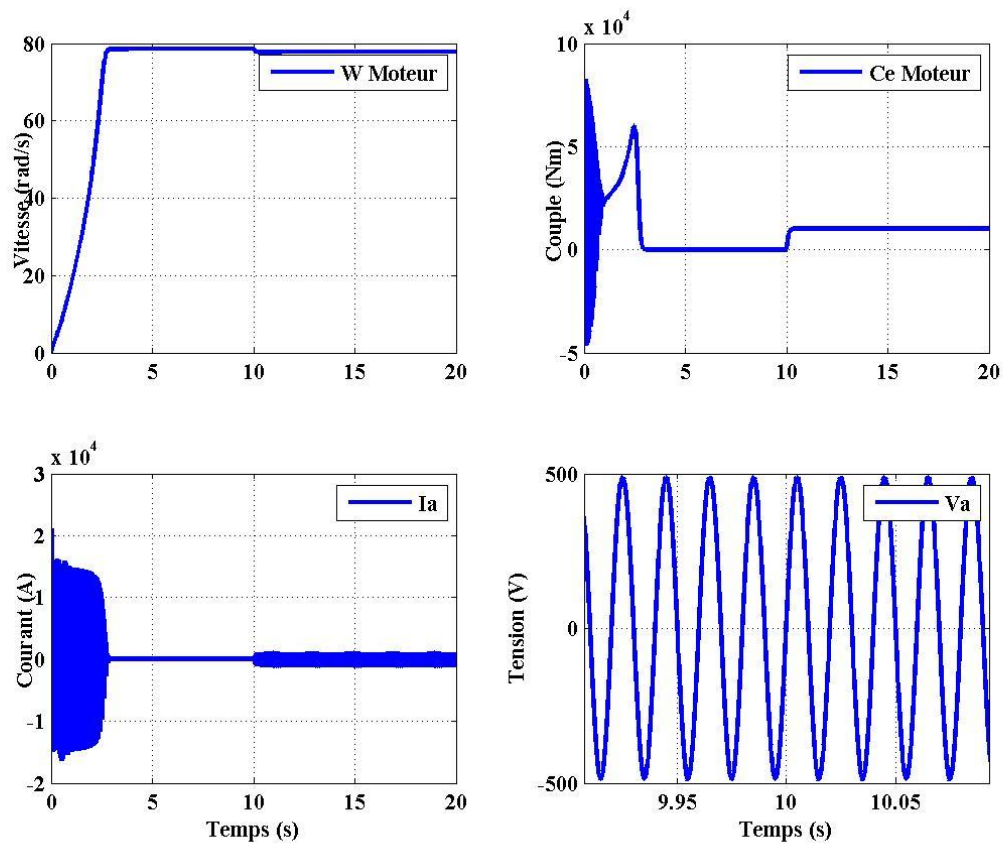


Figure II-9 : Démarrage à vide d'un MAS alimenté en tension sinusoïdale suivi d'une application d'un couple de charge $C_r=10238\text{N.m}$ à $t=10\text{s}$.

a) Interprétation des résultats de simulation

➤ Phase de démarrage à vide (0 à 10 s) :

La vitesse du rotor croît rapidement et atteint un régime permanent proche de la vitesse de synchronisme ($\omega_s \approx 78.5 \text{ tr/min}$) avec un faible glissement, typique d'un fonctionnement à vide. Le courant statorique présente une forte pointe au démarrage (appel de courant), puis se stabilise à une valeur faible correspondant aux seules pertes fer et mécaniques. Le couple électromagnétique oscille autour de zéro, avec des pics transitoires au démarrage, ce qui est normal en l'absence de charge.

➤ Application du couple de charge à $t=10\text{s}$:

La vitesse diminue légèrement pour s'établir à une nouvelle valeur correspondant au glissement nécessaire pour développer le couple résistant. On observe une augmentation significative du courant statorique, dont l'amplitude devient proportionnelle à la charge. Le couple électromagnétique s'élève brutalement, oscille puis se stabilise à la valeur du couple

de charge (10238 N.m), conformément à l'équation mécanique. Les oscillations transitoires après l'application de la charge sont dues à la réponse dynamique du système (inertie du rotor et caractéristique couple/glissement).

➤ Conclusion sur cet essai :

L'alimentation sinusoïdale idéale permet un fonctionnement satisfaisant du moteur asynchrone. Cependant, en pratique, l'alimentation est délivrée par un onduleur de tension, dont le spectre de tension contient des harmoniques. La simulation suivante prend en compte cet aspect plus réaliste.

II-6-2 Association convertisseurs-MAS

Nous avons simulé la dynamique de la machine alimentée par un onduleur de tension commandée par la technique MLI triangulo-sinusoïdale .

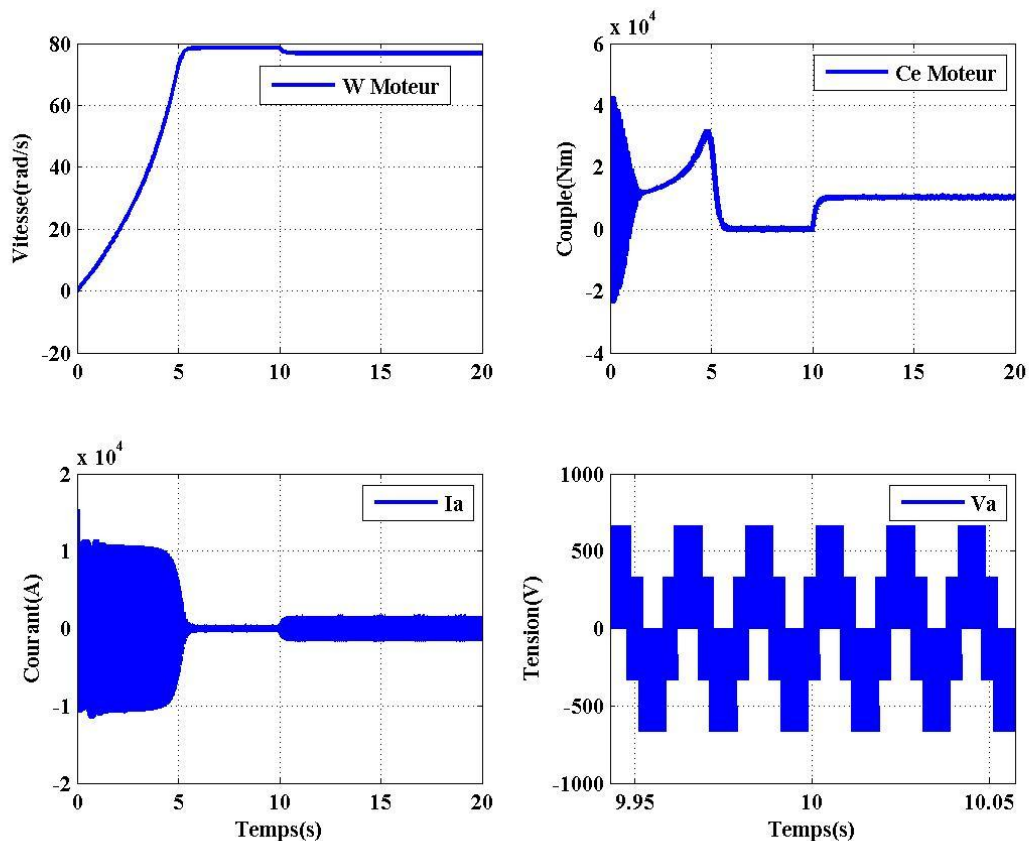


Figure II-10 démarrage à vide de l'association convertisseur-MAS suivi d'une application d'un couple de charge $C_r=10238\text{N.m}$ à $t=10\text{s}$

a) Interprétation des résultats de simulation

➤ Démarrage à vide :

La vitesse suit une évolution similaire au cas sinusoïdal, mais on observe une ondulation à haute fréquence (liée à la fréquence de découpage de la MLI) superposée à la composante continue. Le courant statorique présente un spectre plus riche : en plus du fondamental (50 Hz), on distingue des harmoniques de rang proche de la fréquence de découpage et de leurs multiples. Les pics de courant au démarrage sont comparables, mais la forme d'onde est moins lisse.

➤ Application du couple de charge à $t=10\text{ s}$:

La réponse de la vitesse montre une légère chute transitoire suivie d'une stabilisation, avec toujours une ondulation résiduelle due au découpage. Le couple électromagnétique, bien que globalement égal au couple de charge en moyenne, présente des oscillations à la fréquence de découpage. Le courant efficace augmente par rapport au cas sinusoïdal en raison des harmoniques qui participent aux pertes supplémentaires (effet Joule, pertes fer).

➤ Comparaison avec l'alimentation sinusoïdale :

La MLI assure un bon contrôle de la vitesse et du couple, mais introduit des ondulations hautes fréquence. L'avantage majeur est la possibilité de faire varier la fréquence fondamentale (et donc la vitesse) par modulation de l'onde modulante, ce qui est indispensable pour une commande vectorielle. Les harmoniques peuvent être réduits en augmentant la fréquence de découpage, au prix de pertes de commutation supplémentaires dans l'onduleur.

➤ Conclusion sur l'alimentation par onduleur :

L'association convertisseur-MAS fonctionne correctement, avec des performances dynamiques proches du cas idéal. Les ondulations résiduelles restent acceptables pour la plupart des applications industrielles, y compris le forage (Top Drive). Cette modélisation constitue une base valide pour la synthèse d'une loi de commande avancée.

II-7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude détaillée du système de forage à Top Drive, en particulier le modèle Bentec TD-500-XT utilisé par la société ENAFOR. Après avoir décrit l'architecture et les principaux composants (moteur asynchrone AC, variateur de fréquence VFD, automate API), nous avons mis en évidence les avantages opérationnels de cette technologie par rapport aux systèmes conventionnels (gain de temps, flexibilité, sécurité).

Une modélisation mathématique rigoureuse de la machine asynchrone triphasée a été établie dans le repère statorique (α, β) sous forme d'équations d'état. Ce modèle permet de représenter le comportement dynamique du moteur en vue de la conception d'une commande. Nous avons également modélisé l'ensemble d'alimentation complet : redresseur à diodes, filtre LC, onduleur de tension à deux niveaux avec sa commande MLI triangulo-sinusoïdale.

Les simulations numériques réalisées sous MATLAB/Simulink comparent deux cas :

- Alimentation sinusoïdale idéale (référence théorique).
- Alimentation par onduleur MLI (cas réel).

Les résultats montrent que l'onduleur MLI introduit des ondulations haute fréquence dans le courant et le couple, mais que le comportement global (vitesse, couple moyen) reste très proche du cas sinusoïdal. Ces ondulations sont compatibles avec les exigences de robustesse du Top Drive. Le modèle ainsi validé constitue une base solide pour la synthèse d'une loi de commande performante, qui sera développée dans le chapitre suivant

CHAPITRE III : COMMANDE DIRECTE DU COUPLE (DTC) ET SUPPRESSION DU STICK-SLIP APPLICATION AU TOP DRIVE BENTEC TD-500-XT

III Introduction :

Le forage pétrolier en grande profondeur constitue l'une des applications industrielles les plus exigeantes en matière de commande électrique. Le système Top Drive Bentec TD-500-XT, capable de supporter des charges allant jusqu'à 500 tonnes, est équipé d'un moteur électrique asynchrone de forte puissance dont la commande doit répondre à des contraintes particulièrement sévères : dynamique rapide, robustesse aux perturbations mécaniques, et capacité à amortir les oscillations torsionnelles connues sous le nom de phénomène Stick-Slip.

Ce troisième chapitre constitue le cœur de ce mémoire. Il présente de manière exhaustive la stratégie de commande retenue (la Commande Directe du Couple (DTC)) et détaille son adaptation au contexte spécifique du forage rotatif. Dans un premier temps, nous exposons les fondements théoriques de la DTC, depuis son émergence dans les années 1980 jusqu'à son architecture moderne intégrant l'estimation du flux statorique, les régulateurs à hystérésis et la table de commutation optimale.

Dans un second temps, nous montrons comment cette commande est adaptée aux caractéristiques nominales du moteur du TD-500-XT. Puis nous présentons la stratégie de commande capable de stabiliser la colonne de forage face au comportement non-linéaire du contact trépan-roche modélisé par le modèle de Karnopp.

Enfin, l'ensemble du système est implémenté et validé sous MATLAB/Simulink à travers deux scénarios de simulation comparatifs, dont les résultats font l'objet d'une analyse quantitative et qualitative approfondie.

III-1. Principes fondamentaux de la commande DTC

III.1.1. Historique et Concept de Base

La Commande DTC a été introduite simultanément par Isao Takahashi et Toshihiko Noguchi au Japon, et par Manfred Depenbrock en Allemagne, au milieu des années 1980. Cette innovation a constitué une rupture fondamentale avec les approches de commande vectorielle classique (Field-Oriented Control - FOC) qui dominaient alors l'entraînement à vitesse variable des machines asynchrones.

Contrairement à la commande vectorielle qui nécessite la transformation de Park, la décomposition en composantes d-q et un double régulateur PI de courant dans un repère tournant, la DTC s'appuie sur un principe radicalement différent : le contrôle direct et simultané du flux statorique et du couple électromagnétique, sans régulateur de courant et sans capteur de position (selon les implémentations).

a) Pourquoi la DTC est-elle préférée pour les fortes puissances (Top Drive) ?

La DTC présente des avantages décisifs pour les applications de grande puissance comme le Top Drive :

- 1- Absence de régulateurs PI de courant : élimine les problèmes de saturation et d'anti-windup liés aux forts transitoires de couple.
- 2- Réponse dynamique ultra-rapide : le couple est régulé à la période de commutation (quelques dizaines de microsecondes), ce qui est critique lors des chocs du trépan.
- 3- Robustesse paramétrique intrinsèque : la DTC est insensible aux variations de résistance rotorique, contrairement au FOC.
- 4- Structure algorithmique simplifiée : compatible avec des DSP industriels embarqués dans les VFD de puissance.
- 5- Comportement naturellement tolérant aux surcharges : le limiteur de flux protège la machine lors des blocages trépan.

III.1.2. Architecture globale : schéma bloc général

L'architecture générale d'une commande DTC pour machine asynchrone (figure III.1) comprend les blocs fonctionnels suivants, interconnectés en temps réel à la fréquence d'échantillonnage de l'onduleur :

- Bloc de mesure des tensions et courants statoriques (via capteurs Hall ou shunts dans le VFD)

- Estimateur de flux statorique et de couple électromagnétique (basé sur le modèle de tension)
- Régulateur à hystérésis du flux statorique (comparateur à deux niveaux)
- Régulateur à hystérésis du couple électromagnétique (comparateur à trois niveaux : augmenter, maintenir, diminuer)
- Détecteur de secteur du flux statorique (découpage du plan complexe en 6 secteurs de 60°)
- Table de commutation sélectionnant le vecteur de tension optimal
- Onduleur de tension triphasé à deux niveaux (MLI naturelle issue de la table de commutation)

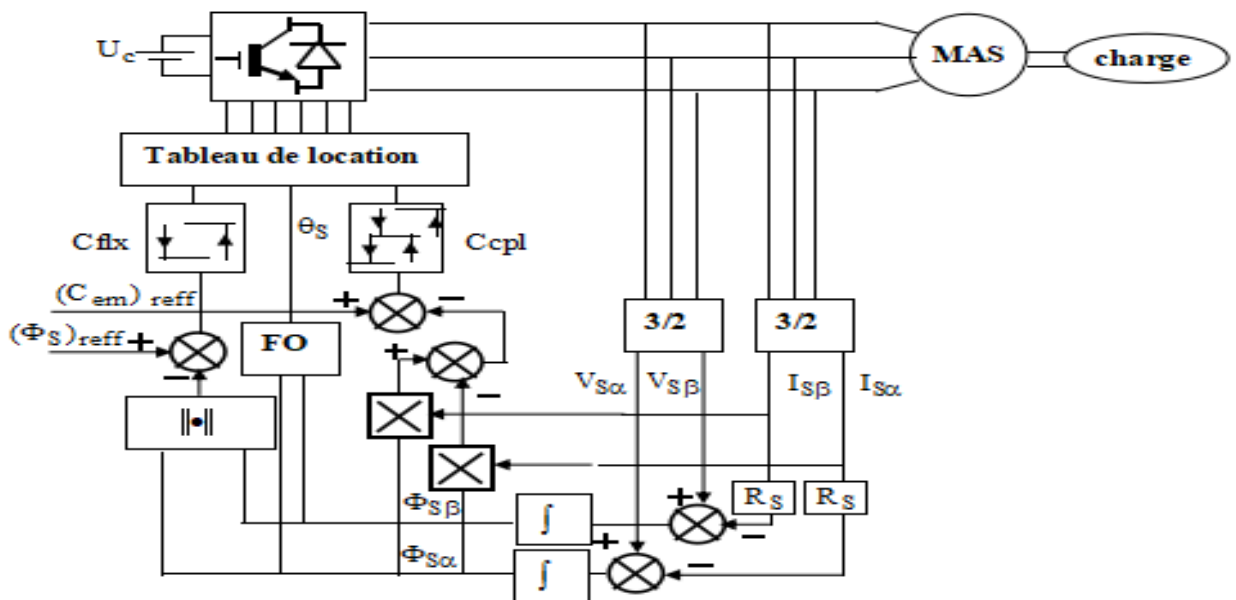


Figure III-1 Schéma bloc général de la commande directe du couple

Ce schéma forme une boucle de régulation fermée dont la période d'échantillonnage est typiquement comprise entre $25 \mu s$ et $100 \mu s$ pour les VFD industriels de puissance, garantissant une réponse dynamique du couple inférieure à $1 ms$.

III.1.3. Estimation du flux statorique et du couple

a) Équations de l'estimateur de flux

Le flux statorique est estimé par intégration du modèle de tension statorique exprimé dans le repère stationnaire (α - β). On obtient les composantes du flux statorique estimé :

$$\begin{cases} \Phi_{S\alpha} = \int_0^t (V_{S\alpha} - R_S I_{S\alpha}) dt \\ \Phi_{S\beta} = \int_0^t (V_{S\beta} - R_S I_{S\beta}) dt \end{cases} \quad (\text{III.1})$$

Le module (amplitude) du flux statorique est ensuite calculé comme :

$$|\Phi_S| = \sqrt{\Phi_{S\alpha}^2 + \Phi_{S\beta}^2} \quad (\text{III.2})$$

Et l'angle de position du vecteur flux dans le plan (α - β) est donné par :

$$\theta_S = \text{Arctg} \frac{\Phi_{S\beta}}{\Phi_{S\alpha}} \quad (\text{III.3})$$

En pratique, l'intégrateur pur est remplacé par un intégrateur amélioré (avec correction de décalage DC et saturation adaptative) pour éviter les problèmes de dérive aux basses fréquences, qui sont critiques lors du démarrage du moteur sous charge.

b)- Calcul du Couple Électromagnétique

Le couple électromagnétique produit par la machine asynchrone est calculé directement à partir des composantes du flux statorique et du courant statorique dans le repère (α - β), sans connaissance de l'angle rotorique :

$$C_{em} = (3/2)p (\Phi_{S\alpha} I_{S\beta} - \Phi_{S\beta} I_{S\alpha}) \quad (\text{III.4})$$

où p est le nombre de paires de pôles du moteur. Cette expression, directement issue du produit vectoriel entre le flux statorique et le courant statorique, constitue l'un des avantages majeurs de la DTC : le couple est calculable instantanément sans capteur de position rotorique.

III-1.4 Élaboration du vecteur de commande :

III.1.4.1 Correcteur de flux à hystérésis

Son but est de maintenir l'extrémité du vecteur $\overline{\Phi}_S$ dans une couronne circulaire comme le montre la figure (III-2).

La sortie du correcteur doit indiquer le sens d'évolution du module de $\overline{\Phi}_S$, afin de sélectionner le vecteur tension correspondant. Pour cela un simple correcteur à hystérésis à deux niveaux convient parfaitement, et permet de plus d'obtenir de très bonnes performances dynamiques. La sortie du correcteur, représentée par une variable booléenne (Cflx) indique directement si l'amplitude du flux doit être augmentée (Cflx=1) ou diminuée (Cflx=0) de façon à maintenir :

$$|(\Phi_S)_{\text{ref}} - \Phi_S| \leq \Delta\Phi_S \quad (\text{III-4})$$

Avec : $(\Phi_S)_{\text{ref}}$ la consigne de flux et $\Delta\Phi_S$ la largeur d'hystérésis du correcteur.

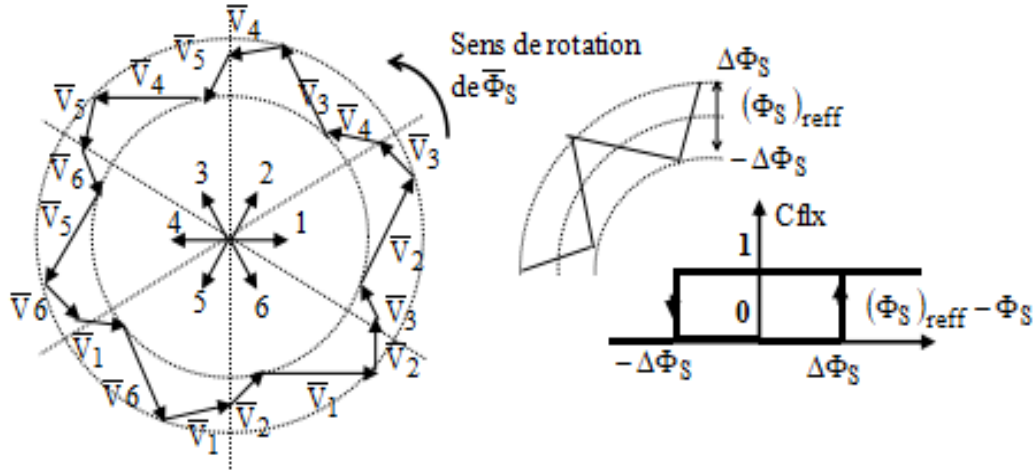


Figure III-2 Correcteur de flux à hystérésis et sélection des vecteurs tensions

III.1.4.2 Correcteur du couple à hystérésis

Le correcteur de couple a pour fonction de maintenir le couple dans les limites $|(C_{\text{em}})_{\text{ref}} - C_{\text{em}}| \leq \Delta C_{\text{em}}$, avec $(C_{\text{em}})_{\text{ref}}$ la référence de couple et ΔC_{em} la bande hystérésis du correcteur du couple.

Cependant une différence avec le contrôle du flux est que le couple peut être positif ou négatif selon le sens de rotation de la machine.

Dans notre étude on a utilisé un correcteur à hystérésis à trois niveaux comme solution, ce correcteur permet de contrôler le moteur dans les deux sens de rotation, soit pour un couple positif ou négatif.

La sortie du correcteur, présenté par la variable booléenne C_{cpl} (figure III-3) indique directement si l'amplitude du couple doit être augmentée en valeur absolue ($c_{\text{cpl}}=1$) pour une consigne positive et $C_{\text{cpl}}=-1$ pour une consigne négative, ou diminuée ($C_{\text{cpl}}=0$)

Ce correcteur autorise une décroissance rapide du couple. En effet pour diminuer la valeur de couple, on plus des vecteurs nuls (arrêt de la rotation de $\overline{\Phi}_S$), ont par exemple appliqué les vecteurs $\overline{V}_{k-1}$ ou $\overline{V}_{k-2}$ si l'on choisit un sens de rotation positif (sens trigonométrique).

Dans ce cas, le flux $\overline{\Phi}_r$ rattrapera d'autant vite le flux $\overline{\Phi}_S$ que ce dernier se contente pas seulement de "l'attendre" (vecteur nuls) mais "va à sa rencontre" (inversion du sens de rotation de $\overline{\Phi}_S$) [1]

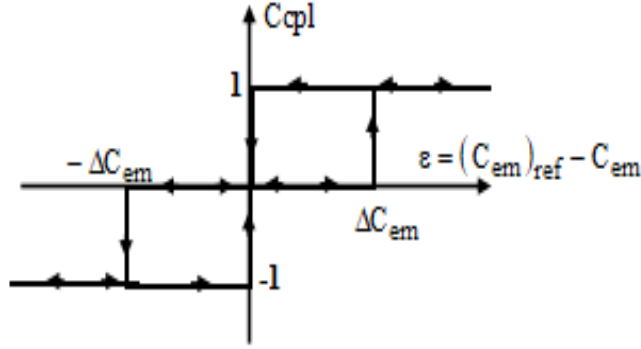


Figure III-3 Contrôle du couple à partir d'un correcteur à hystérésis à trois niveaux

II.1.5. Élaboration de la Table de Commutation

Comme on l'a vu d'après l'équation (III-5), il est donc possible, en choisissant les vecteurs de tension convenablement, de mener le flux statorique sur une trajectoire voulue.

L'objectif du contrôle du flux étant de garder le module de ce dernier constant, la meilleure façon de le faire sera de piéger sa trajectoire de référence de telle sorte qu'elle reste dans les limites des deux cercles concentriques de rayons très proches. La largeur $\Delta\bar{\Phi}_s$ de cette anneau circulaire dépend de la fréquence de commutation des interrupteurs de l'onduleur, plus la fréquence est élevée plus cette bande est étroite.

Concrètement, le contrôle de flux doit répondre à la contrainte exprimant que l'erreur sur le flux (la différence entre le flux réel (ou estimé) et sa consigne reste toujours inférieure à $\Delta\bar{\Phi}_s$.

En d'autres termes' il faut avoir

$$\left| \bar{\Phi}_s^* \right| - \frac{\Delta\Phi_s}{2} \leq \left| \bar{\Phi}_s \right| \leq \left| \bar{\Phi}_s^* \right| + \frac{\Delta\Phi_s}{2} \quad (\text{III-5})$$

Avec $\left| \bar{\Phi}_s^* \right|$ la consigne de flux statorique. Le choix de $\bar{V}_s$ ne porte pas uniquement sur l'erreur du module mais aussi sur le sens de rotation de $\bar{\Phi}_s$ et le secteur dans lequel se trouve le vecteur flux. A cet effet, le plan complexe (α, β) fixe du stator est subdivisé en six secteurs S_k (figure III.4) avec : $k=1, \dots, 6$ tel que :

$$(2k-3)\frac{\pi}{6} \leq S_k \leq (2k-1)\frac{\pi}{6} \quad (\text{III-6})$$

Chaque secteur S_k contiendra un vecteur d'espace actif V_K de tension de l'onduleur comme le montre le schéma de la figure (III-4). Le flux tourne alors dans le sens trigonométrique.

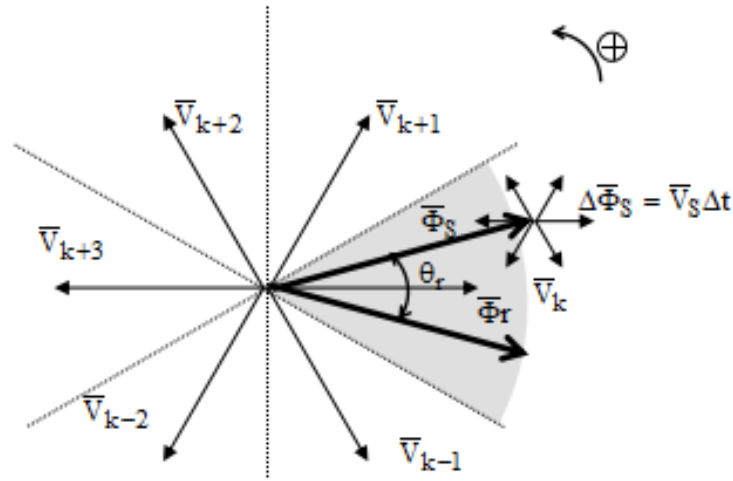


Figure III-4 : Vecteurs d'espace de l'onduleur et les variations correspondantes du vecteur du flux statorique

D'après cette représentation, on voit que l'application des vecteurs d'espace $\bar{V}_k$, $\bar{V}_{k+1}$ et $\bar{V}_{k-1}$ fait augmenter le module du flux statorique situé dans le secteur S_k alors que les vecteurs $\bar{V}_{k+2}$, $\bar{V}_{k+3}$ et $\bar{V}_{k-2}$ le flux est diminuer.

D'autre part, les vecteurs qui tendent à augmenter l'angle θ_s font augmenter le couple électromagnétique. Par conséquent, l'application des vecteurs V_{k+1} , V_{k+2} aura pour effet d'augmenter ce dernier. Les vecteurs V_{k-1} , V_{k-2} auront pour action de le diminuer.

Pour agir sur les deux grandeurs en même temps, il suffit de faire l'intersection des ensembles des solutions dictant l'action voulue sur l'une ou l'autre des grandeurs à contrôler.

D'où une table générale (table III-1) qui permet de choisir les vecteurs d'espace de l'onduleur en fonction de l'évolution voulue sur les deux grandeurs contrôlées, i. e, le flux statorique et le couple électromagnétique :

$C_{em} \uparrow \quad \Phi_S \uparrow$	$C_{em} \uparrow \quad \Phi_S \downarrow$	$C_{em} \downarrow \quad \Phi_S \uparrow$	$C_{em} \downarrow \quad \Phi_S \downarrow$
V_{k+1}	V_{k+2}	V_{k-1}	V_{k-2}

Table III-1 : Table générale de vérité pour un vecteur flux statorique situé dans un secteur S_k
Le niveau d'efficacité des vecteurs tensions appliqués dépend également de la position du vecteur flux dans la secteur S_k .

En effet en début de zone, les vecteurs $\bar{V}_{k+1}$ et $\bar{V}_{k-2}$ sont perpendiculaire à $\bar{\Phi}_S$ d'où une

évolution rapide du couple mais une évolution lente de l'amplitude du flux $\bar{\Phi}_S$, alors qu'en fin de zone, l'évolution est inverse.

Avec les vecteurs $\bar{V}_{k-1}$ et $\bar{V}_{k+2}$ correspond à une évolution lente du couple et rapide de l'amplitude de $\bar{\Phi}_S$ en début de zone, alors qu'en fin de zone c'est le contraire.

Quel que soit le sens d'évolution du couple ou du flux, dans le secteur S_k , les deux vecteurs $\bar{V}_k$, et $\bar{V}_{k+3}$ ne sont jamais utilisés. En effet ceux – ci ont la composante de flux la plus forte (évolution très rapide de $\bar{\Phi}_S$), mais l'effet sur le couple lui dépend de $\bar{\Phi}_S$ dans le secteur, avec un effet nul en milieu de zone.

Le vecteur de tension à la sortie de l'onduleur est déduit des écarts de couple et de flux estimé par rapport à leur référence, ainsi de la position ainsi qu'un estimateur de couple sont donc nécessaires.

La table de commutation (switching table) est le cœur décisionnel de la DTC. Elle associe, à chaque combinaison des signaux de hystérésis et du secteur angulaire du flux ($S \in \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$), le vecteur de tension à appliquer à l'onduleur.

Un onduleur triphasé à deux niveaux peut générer 8 vecteurs de tension distincts : 6 vecteurs actifs (V_1 à V_6 , séparés de 60°) et 2 vecteurs nuls ($V_0 = [000]$ et $V_7 = [111]$). La table de commutation classique de Takahashi (1986) est définie comme suit :

Cflx	1	1	1	0	0	0
Ccpl	1	0	-1	1	0	-1
S_1	V_2	V_7	V_6	V_3	V_0	V_5
S_2	V_3	V_0	V_1	V_4	V_7	V_6
S_3	V_4	V_7	V_2	V_5	V_0	V_1
S_4	V_5	V_0	V_3	V_6	V_7	V_2
S_5	V_6	V_7	V_4	V_1	V_0	V_3
S_6	V_1	V_0	V_5	V_2	V_7	V_4

Tableau III-2 : Tableau de commutation de Takahashi

III.2. Adaptation de la DTC au Moteur du Top Drive Bentec TD-500-XT

3.2.1. Paramétrage du Contrôleur

L'adaptation de la commande DTC aux spécifications du moteur du Bentec TD-500-XT requiert une identification précise des paramètres électriques et mécaniques de la machine asynchrone embarquée dans le système. Sur la base des données nominales du constructeur, les paramètres de la commande sont définis comme suit :

Paramètre	Valeur nominale	Unité
Puissance nominale (P_n)	860	kW
Tension d'alimentation (U_s)	600	V AC, 3-phases
Courant nominal (I_n)	1130	A (à pleine charge)
Fréquence nominale (f_n)	50	Hz
Vitesse nominale (ω_n)	0 – 803	tr/min
Rapport de réducteur	6.808	-
Résistance statorique (R_s)	0.005	Ω (mesure à froid)
Inductance statorique (L_s)	0.0115	H
Constante de temps statorique (τ_s)	2.3	s (calculée)
Flux de référence ($ \psi_s^* $)	1.15	Wb (valeur nominale)
Bande hystérésis flux ($\Delta\psi$)	5 %	de ψ_s^* nominal
Bande hystérésis couple (ΔT)	5 %	du couple nominal
Charge max supportée	500	tonnes (capacité Top Drive)

Tableau III.3 : Paramètres nominaux du moteur et de la commande DTC pour le Top Drive Bentec TD-500-XT.

L'adaptation de la DTC nécessite notamment un réglage précis des bandes d'hystérésis. Des bandes trop larges entraînent des fluctuations excessives du couple et du flux, générant des contraintes mécaniques sur la transmission. Des bandes trop étroites augmentent la fréquence de commutation de l'onduleur, accentuant les pertes par commutation dans les IGBTs. Le compromis optimal, déterminé par simulation, est discuté dans la partie simulation.

III.2.2. Avantages de la DTC pour le Forage

L'utilisation de la DTC dans le contexte du forage rotatif offre plusieurs avantages décisifs par rapport à la commande scalaire V/f ou à la commande vectorielle classique :

- Rapidité de réponse au couple : La DTC peut modifier le couple électromagnétique en moins d'une période d'échantillonnage ($25\ \mu\text{s}$ typiquement), ce qui est essentiel lors des chocs brusques du trépan sur des formations rocheuses dures.
- Robustesse vis-à-vis des variations de paramètres : La résistance statorique R_s varie avec la température, mais la DTC est fondamentalement insensible aux variations de résistance rotorique. De plus, des compensateurs adaptatifs peuvent corriger la dérive de R_s en ligne.
- Absence de capteur de position rotorique : Dans les environnements de forage sévères (vibrations, chaleur, poussière), l'absence de resolver ou d'encodeur rotorique améliore la fiabilité et réduit la maintenance.
- Compatibilité naturelle avec le concept d'amortissement actif : La structure en boucle fermée sur le couple, avec une référence de couple modifiable en temps réel, est parfaitement adaptée à l'injection d'un signal d'amortissement anti-Stick-Slip.

III.3. Implémentation et Simulation sous MATLAB/Simulink

III.3.1. Schéma de Simulation

Le modèle complet de simulation, développé sous MATLAB/Simulink, est organisé en sous-systèmes hiérarchiques correspondant aux différentes parties physiques et de commande du système. L'architecture globale comprend les blocs suivants

- Bloc VFD: modèle de l'onduleur de tension triphasé à deux niveaux. Entrée : vecteurs de commutation de la table DTC. Sortie : tensions de phase V_{an} , V_{bn} , V_{cn} .
- Bloc DTC : implémentation numérique de la commande DTC incluant l'estimateur de flux/couple, les hystérésis, le détecteur de secteur et la table de commutation. Période d'échantillonnage : $T_s = 10\ \mu\text{s}$.
- Bloc Moteur Asynchrone : modèle de la machine asynchrone dans le repère stationnaire (α - β), implémenté en équations d'état différentielles. Variables d'état : flux statorique ($\psi_{s\alpha}$, $\psi_{s\beta}$), courants statorique ($I_{s\alpha}$, $I_{s\beta}$), vitesse mécanique ω_r .
- Bloc de réducteur de vitesse de rapport $m=6.808$
- Bloc Top Drive (masse-ressort-amortisseur) : modèle à trois masses avec un bloc de modèle de frottement : implémentation du modèle de Karnopp avec transitions Stick-Slip gérées par une logique à événements discrets.

1- Schéma bloc de simulation de la commande DTC sans garniture de forage

Dans cette simulation, la commande DTC est activée avec un régulateur de vitesse PI classique, sans la connexion de la garniture de forage. Cette simulation a pour objectif de mettre en évidence le fonctionnement de la commande DTC de notre moteur du Top Drive Bentec TD-500-XT.

La figure III.5 représente le schéma bloc de simulation de la DTC sans couplage de la garniture de forage. Dans ce cas, on applique un couple de charge constant $C_r=10238\text{m.N}$ appliqué à $t=20\text{s}$.

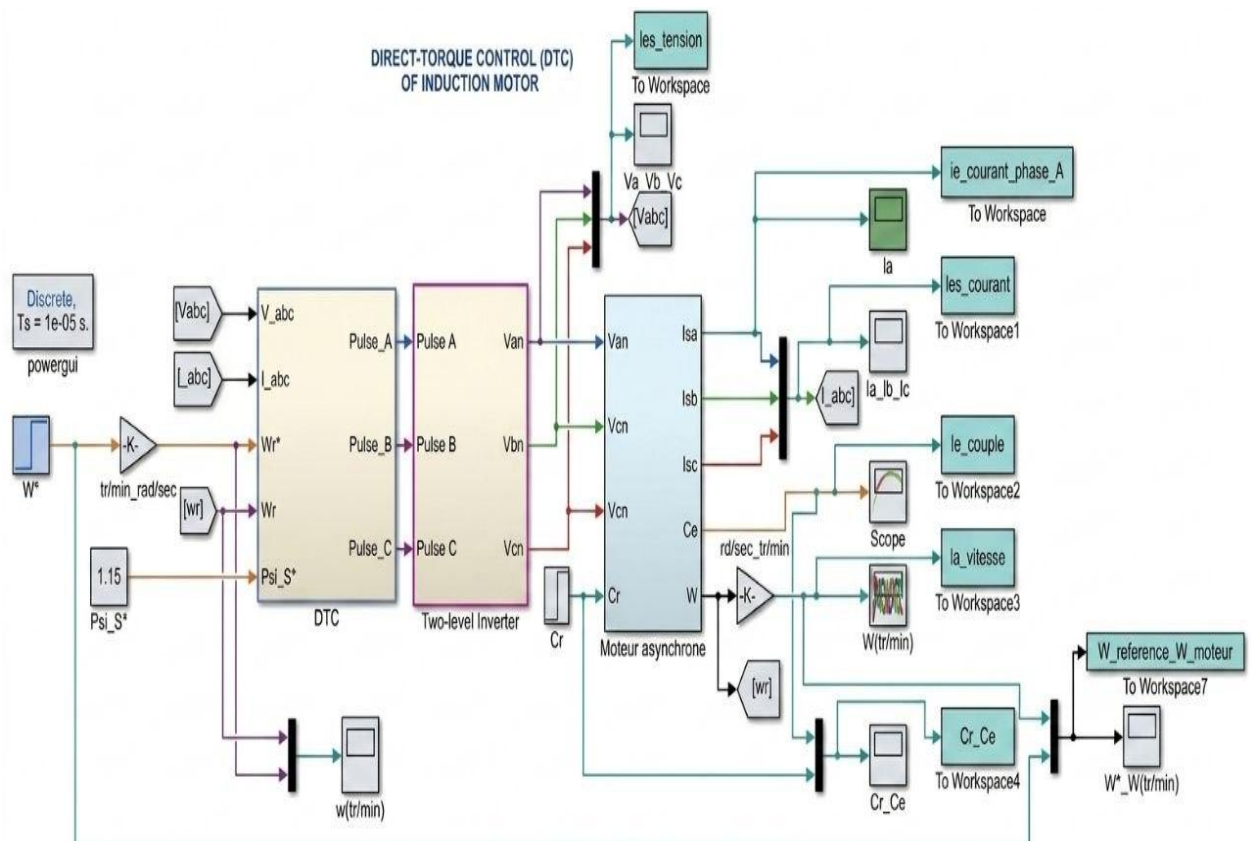


Figure III.5 Schéma bloc du DTC

Pour la simulation suivante, on propose trois essais, la première avec un seul sens de rotation en 803 tr/mn (84 rad/sec), la deuxième en basse vitesse (21 rad/sec) et la troisième avec 2 sens de rotation.

a) Essai avec un seul sens de rotation

Dans ce premier scénario, la commande DTC est activée avec un régulateur de vitesse PI classique, sans la connexion de la garniture de forage. La consigne de vitesse de rotation est fixée à 84 rad/sec. Le flux de référence est fixé à 1.15 Wb.

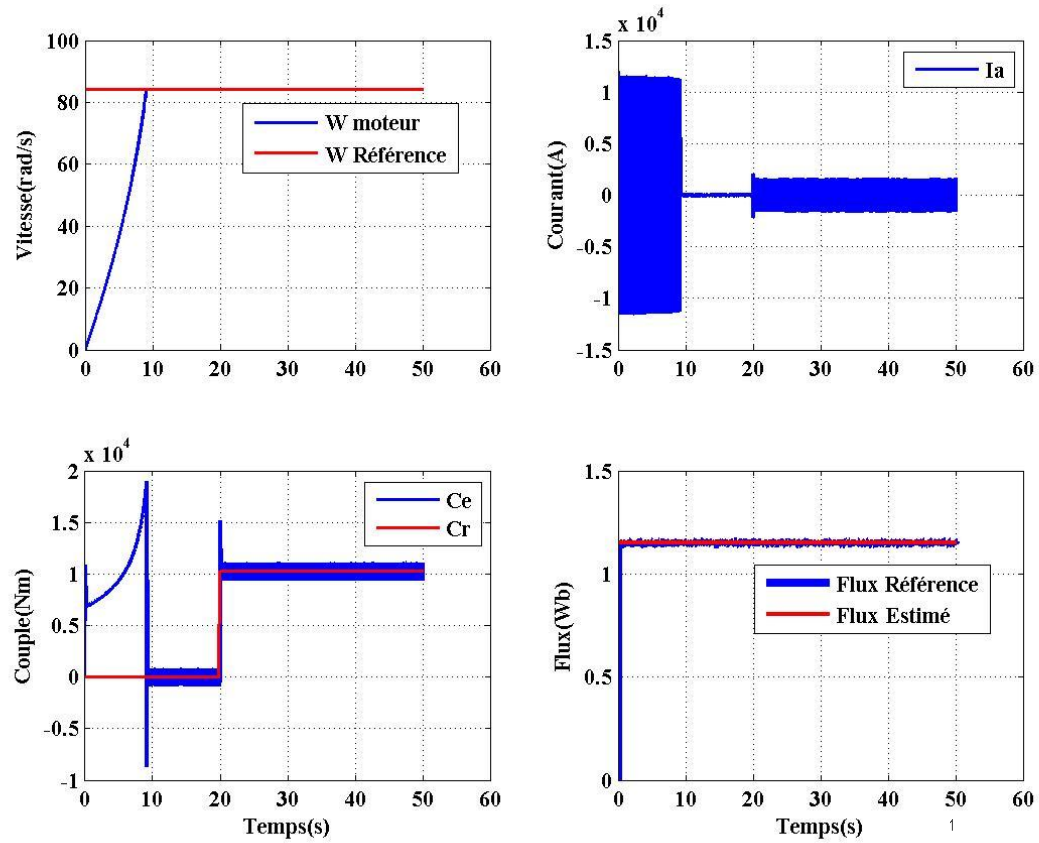


Figure III.6 Résultats de simulation d'un seul sens de rotation.

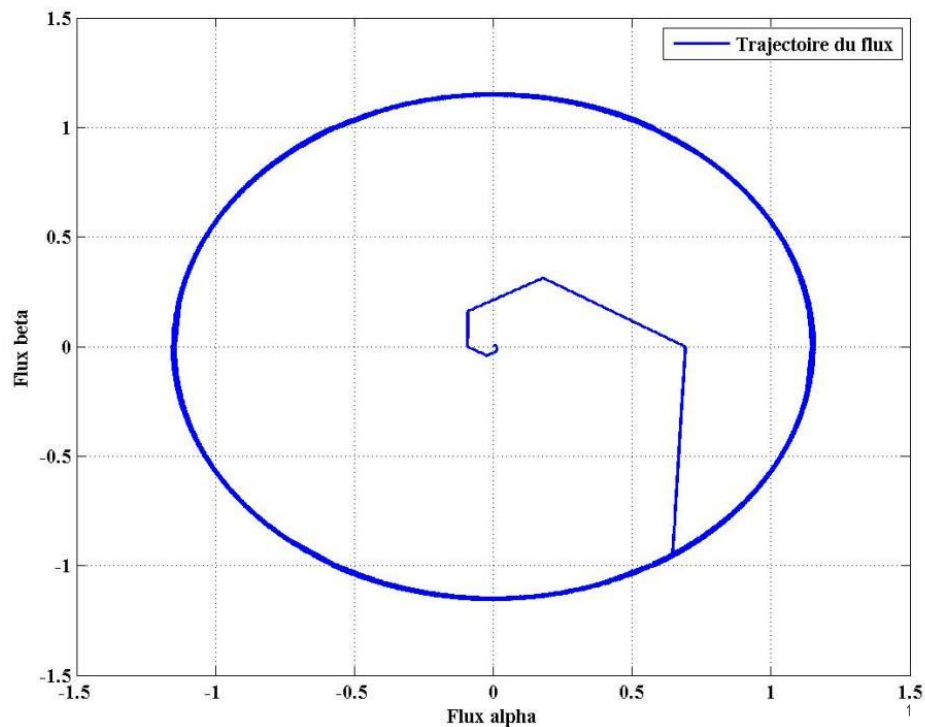


Figure III.7 Trajectoire du flux dans l'essai avec un seul sens de rotation.

A. Interprétation de l'essai avec un seul sens de rotation (84 rad/sec)

À partir des résultats obtenus, on remarque que la vitesse du moteur suit correctement la vitesse de référence imposée. La réponse dynamique est rapide avec un temps de montée faible et un dépassement presque négligeable, ce qui montre l'efficacité de la commande DTC. Le couple électromagnétique présente quelques oscillations au démarrage puis devient stable après le régime transitoire. Ces ondulations sont dues au fonctionnement des comparateurs à hystérésis utilisés dans la stratégie DTC. Le flux statorique reste proche de sa valeur de référence fixée à 1.15 Wb avec de faibles variations, ce qui confirme la bonne régulation du flux. Les courants statoriques présentent une forme quasi sinusoïdale après le démarrage, traduisant un fonctionnement stable et correct de la machine asynchrone.

b) Essai en basse vitesse

Cet essai vise à évaluer les performances de la commande DTC lors d'un fonctionnement à faible vitesse de rotation. Une consigne de 21 rad/s est imposée, suivie de l'application d'un couple résistant nominal à l'instant $t=20$ s. Ces résultats permettent d'analyser la robustesse du système en termes de poursuite de consigne et de rejet de perturbation dans des conditions critiques à faible vitesse.

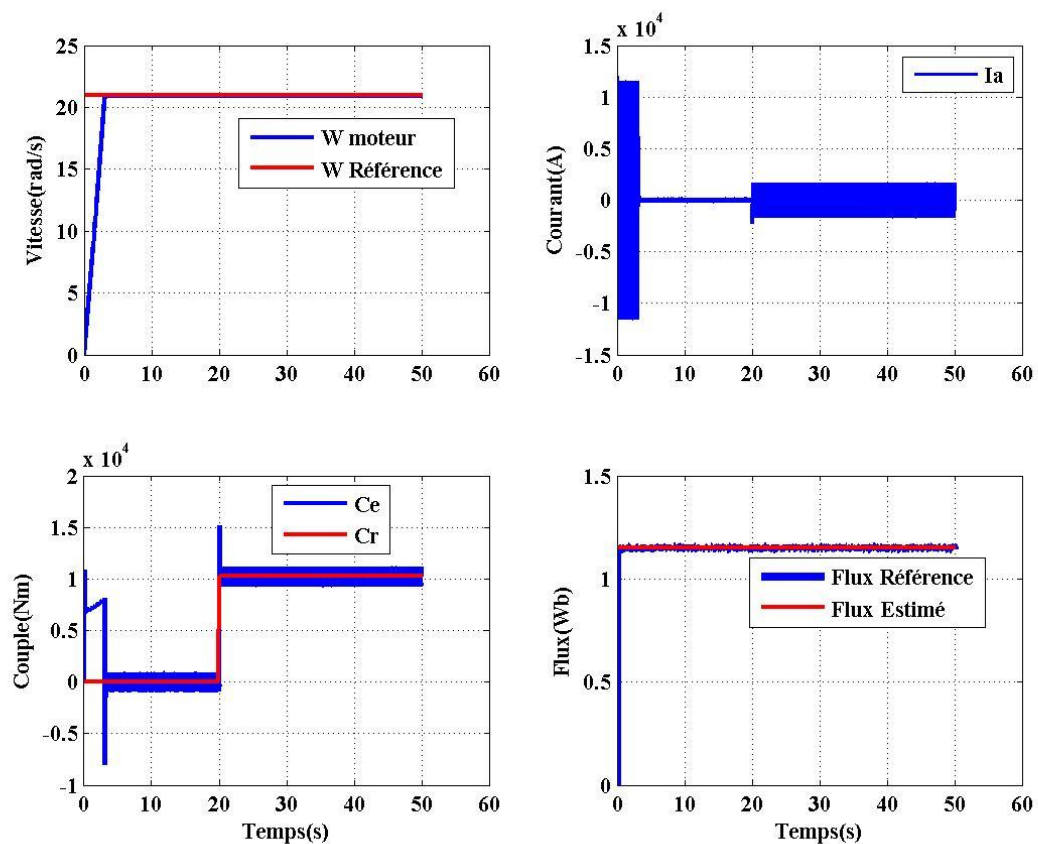


Figure III.8 Résultats de simulation en basse vitesse

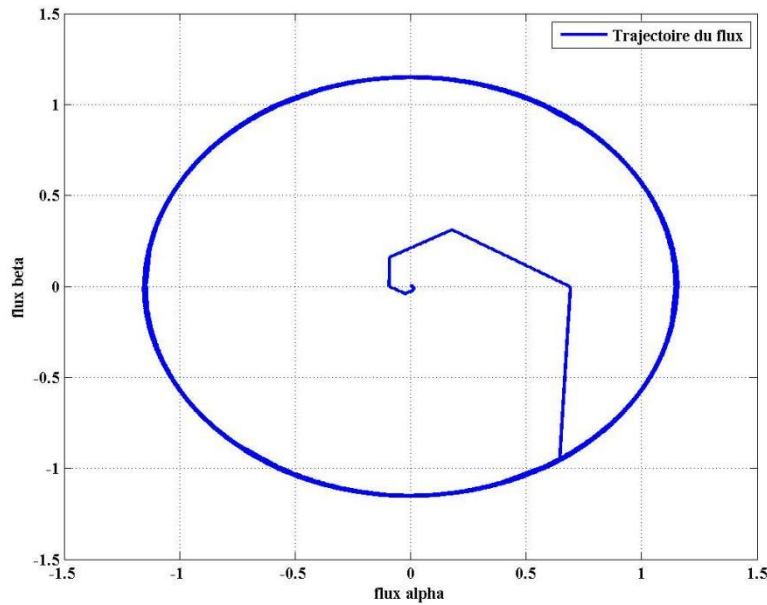


Figure II.9 Trajectoire du flux dans l'essai de fonctionnement à faible vitesse

B. Interprétation de l'essai en basse vitesse (21 rad/sec)

Les résultats de simulation montrent que la commande DTC permet toujours le contrôle du moteur même à basse vitesse. Toutefois, on observe des oscillations plus importantes du couple électromagnétique et du flux statorique par rapport au fonctionnement à vitesse nominale. Cette augmentation des ondulations est principalement due à la difficulté d'estimation du flux statorique à faible vitesse ainsi qu'à l'influence des paramètres internes de la machine. Malgré ces perturbations, la vitesse suit la consigne de manière satisfaisante avec une stabilité acceptable. Cela démontre que la stratégie DTC possède une bonne robustesse même dans des conditions de fonctionnement difficiles. On remarque également que les courants deviennent légèrement plus déformés à basse vitesse, mais restent dans des limites de fonctionnement acceptables.

c) Essai avec inversion de sens de rotation

Cet essai est dédié à l'analyse de la réponse dynamique de la commande lors d'une inversion brusque du sens de rotation de la machine. L'objectif est de vérifier la capacité du contrôleur DTC à assurer une transition fluide et rapide tout en maintenant la stabilité du flux et du couple durant le passage par zéro. Ces résultats confirment la robustesse de la stratégie proposée face aux changements de trajectoire sévères.

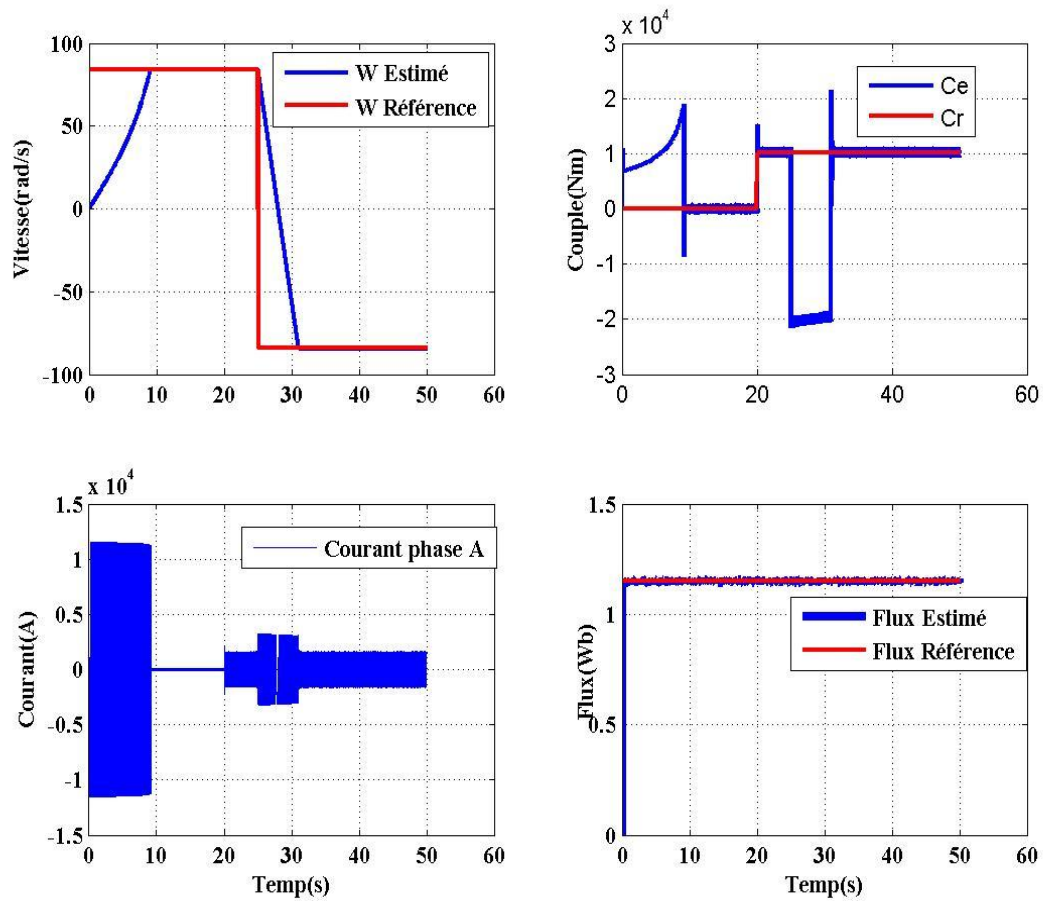


Figure II.10 Résultats de simulation avec inversion de sens de rotation

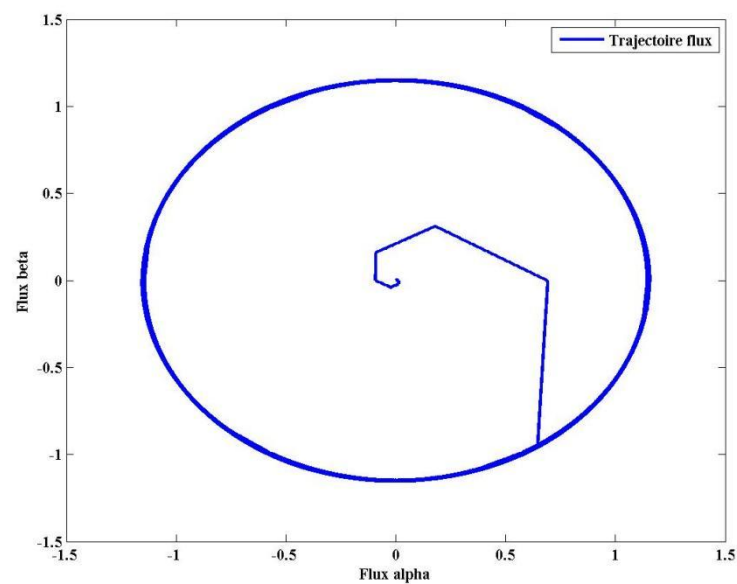


Figure II.11 Trajectoire du flux dans l'essai avec inversion de sens de rotation

C. Interprétation de l'essai avec inversion du sens de rotation

Dans ce troisième essai, la vitesse de référence change de signe afin d'inverser le sens de rotation du moteur. Les résultats montrent que la commande DTC assure correctement cette transition dynamique. Lors de l'inversion, le couple électromagnétique devient négatif afin de freiner le moteur avant son accélération dans le sens opposé. Après cette phase transitoire, le moteur atteint rapidement la nouvelle vitesse de référence avec une bonne stabilité. Le flux statorique reste maintenu autour de sa valeur de consigne malgré le changement du sens de rotation, ce qui confirme les bonnes performances du contrôle DTC en fonctionnement réversible. Les courants statoriques changent également de direction conformément à l'inversion de rotation tout en conservant une forme stable après le régime transitoire.

2- Schéma bloc de simulation de la commande DTC avec garniture de forage

Ce schéma de simulation illustre l'intégration globale du système sous MATLAB/Simulink, couplant la partie électrique (commande DTC et moteur asynchrone) à la structure mécanique de la garniture de forage. Il permet de simuler le comportement dynamique du train de tiges en interaction avec la roche, tout en évaluant la capacité du contrôleur à stabiliser la vitesse de rotation. L'objectif principal est de valider l'efficacité de la stratégie de commande dans l'amortissement des oscillations de torsion de type stick-slip

Contrôle direct du couple d'un moteur à induction avec couplage garniture de forage

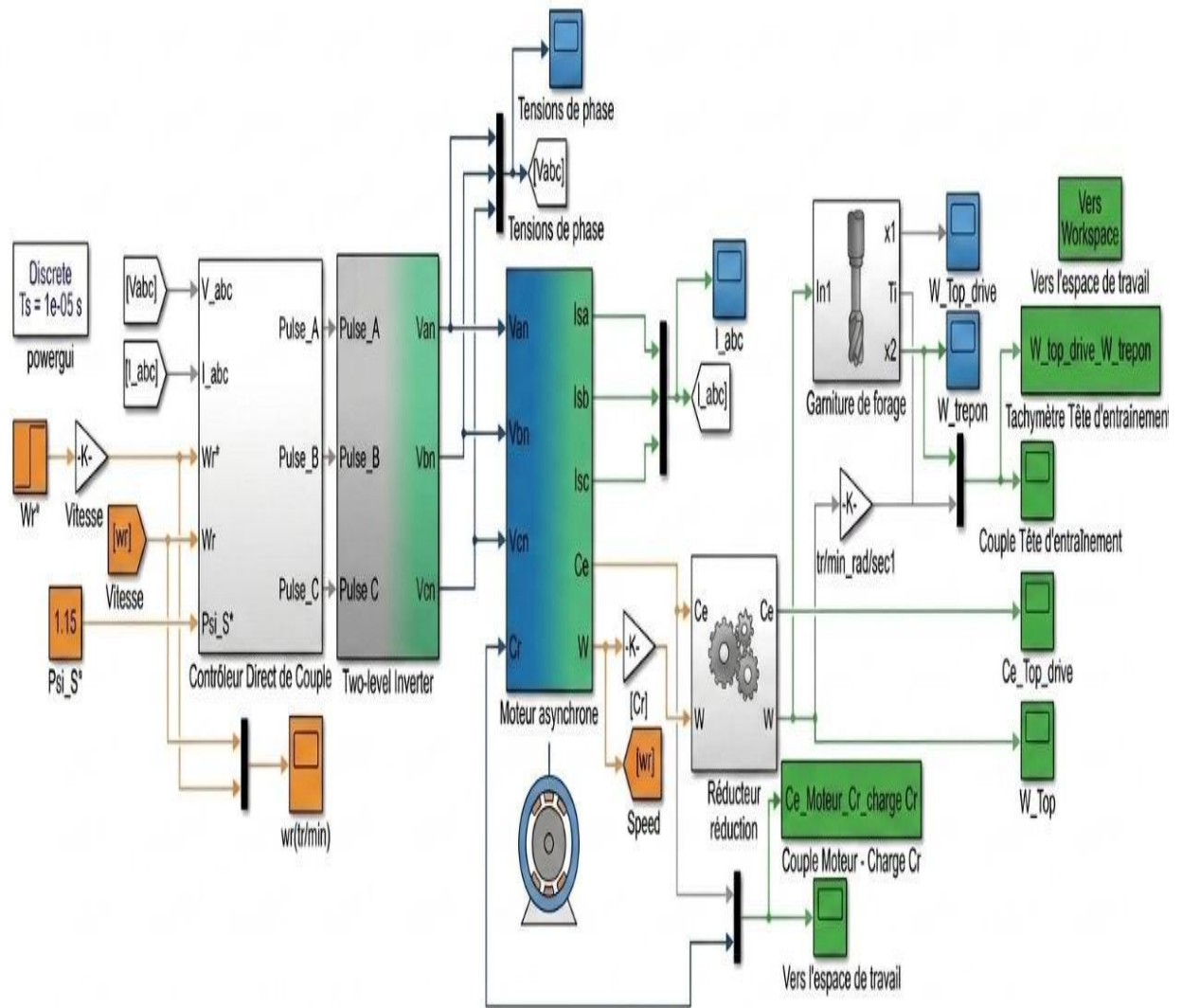


Figure II.12 Schéma bloc de simulation de la commande DTC avec garniture de forage

a) Essai avec vitesse constante et WOB variable

Cet essai évalue la robustesse de la commande DTC face aux variations dynamiques du poids sur l'outil (WOB), qui agit comme une perturbation majeure sur le couple résistant. À une vitesse de rotation constante, on analyse la capacité du système à rejeter ces fluctuations tout en maintenant la stabilité du forage. Ces résultats permettent de valider la performance du contrôleur dans des conditions de charge changeantes, simulant ainsi la traversée de différentes formations rocheuses.

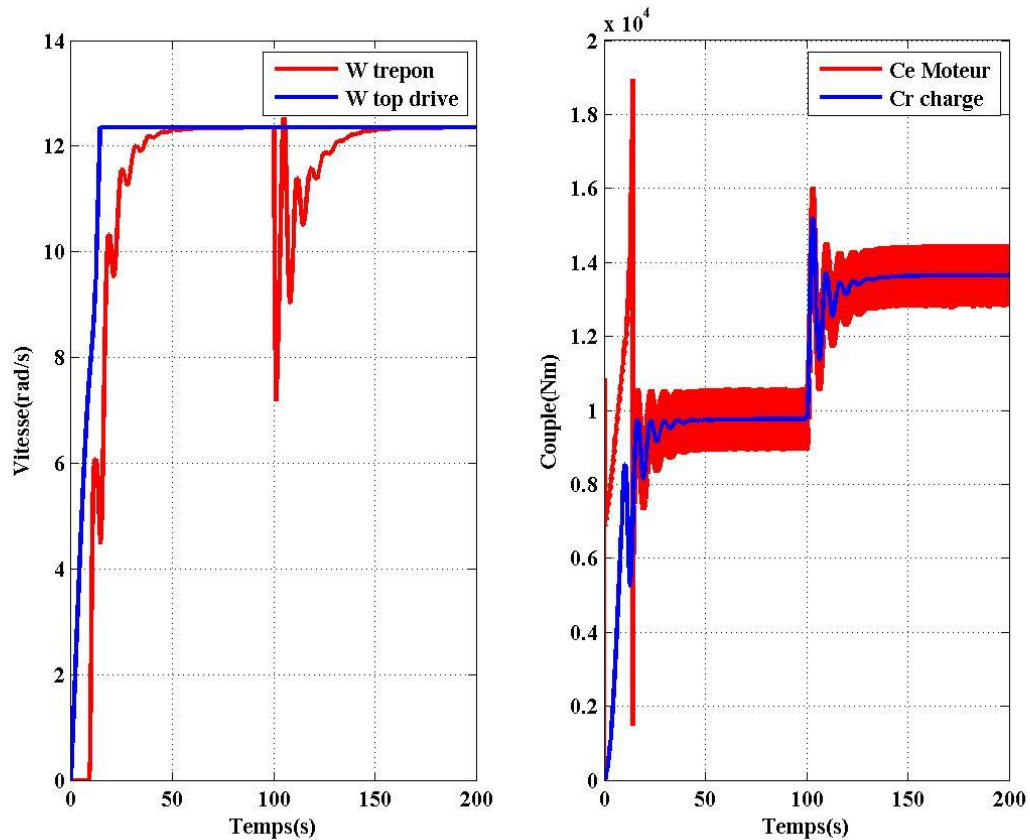


Figure II.13 Résultats de simulation de l'essai avec une vitesse constante et un WOB variable

A. Interprétation de l'essai avec une vitesse constante et un WOB variable

Dans cet essai, la vitesse de référence du moteur est maintenue constante à la valeur nominale $N_n=84$ rad/sec, tandis que le poids sur l'outil (WOB) varie au cours du fonctionnement, passant de 50 kN à 100 kN à $t=100$ s.

Les résultats montrent que la vitesse du top drive et celle du trépan suivent correctement la consigne malgré l'augmentation du WOB. Lors de la variation de charge, une légère perturbation apparaît sous forme d'oscillations transitoires au niveau de la vitesse et du couple électromagnétique, mais le système retrouve rapidement son régime stable.

On remarque également que le couple électromagnétique augmente après l'augmentation du WOB afin de fournir l'effort mécanique nécessaire au trépan. Cette augmentation du couple traduit la bonne capacité de la commande DTC à compenser les variations de charge appliquées au système de forage. Malgré cette perturbation mécanique, les oscillations restent limitées et les phénomènes de stick-slip sont fortement atténués. Cela confirme la robustesse et l'efficacité de la commande DTC face aux variations du poids sur l'outil.

b) Essai avec vitesse variable et WOB constant

Cet essai examine les performances de poursuite de la commande DTC lorsque la consigne de vitesse de rotation subit des variations, tandis que le poids sur l'outil (WOB) demeure inchangé. L'objectif est de vérifier la rapidité et la précision de la réponse dynamique du système face aux changements de régime imposés. Ces résultats permettent de confirmer que le contrôleur assure une transition stable entre différentes vitesses de forage tout en limitant les oscillations transitoires du couple.

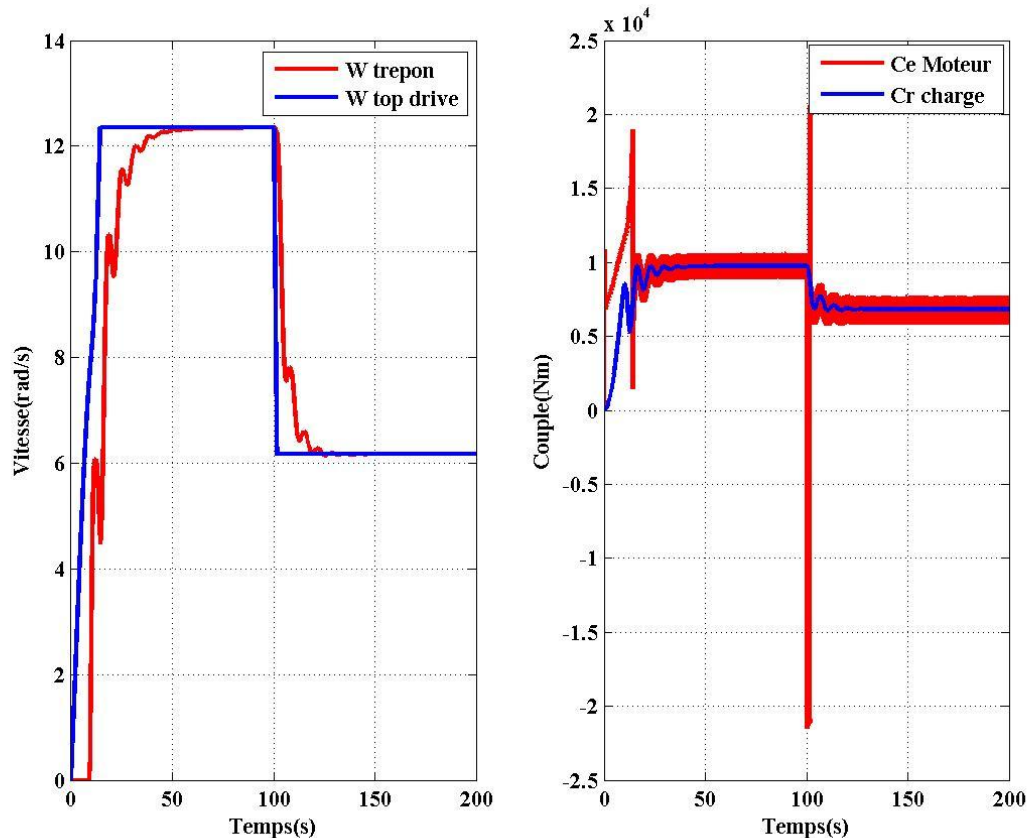


Figure II.14 Résultats de simulation de l'essai avec une vitesse variable et un WOB constant

B. Interprétation de l'essai avec une vitesse variable et un WOB constant

Dans ce deuxième essai, le poids sur l'outil est maintenu constant à $WOB=50 \text{ kN}$, tandis que la vitesse de référence varie de N_n vers $N_n/2$ à $t=100 \text{ s}$. Les résultats obtenus montrent que la vitesse du moteur suit correctement les nouvelles consignes imposées. Au moment du changement de vitesse, une phase transitoire apparaît avec quelques oscillations temporaires du couple et de la vitesse, dues à l'accélération et au ralentissement du système. Le couple électromagnétique s'adapte automatiquement afin d'assurer la transition vers la nouvelle

vitesse de référence. Après un court temps de réponse, le système atteint un nouvel état stable avec des oscillations faibles et un suivi précis de la consigne.

Le flux statorique reste proche de sa valeur de référence pendant toute la simulation, ce qui démontre les bonnes performances dynamiques de la commande DTC même en présence de variations importantes de vitesse. Ces résultats montrent que la stratégie DTC garantit une réponse rapide, une bonne stabilité dynamique et une robustesse satisfaisante lors des changements de vitesse du système de forage.

III.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons étudié la commande directe du couple (DTC) appliquée à une machine asynchrone couplée à un système de garniture de forage. La stratégie de commande a été simulée sous l'environnement MATLAB/Simulink afin d'évaluer les performances dynamiques du système dans différentes conditions de fonctionnement. Dans une première partie, les principes fondamentaux de la commande DTC ont été présentés, notamment l'estimation du flux statorique, le contrôle direct du couple électromagnétique, les comparateurs à hystérésis ainsi que la sélection des vecteurs de tension de l'onduleur. Cette méthode se caractérise par une structure simple, une réponse dynamique rapide et une bonne robustesse vis-à-vis des variations de charge. Les résultats de simulation ont montré que la commande DTC permet un suivi rapide et précis de la vitesse de référence avec une bonne régulation du flux statorique et du couple électromagnétique. Les essais réalisés à vitesse nominale, en basse vitesse et lors de l'inversion du sens de rotation ont confirmé les bonnes performances dynamiques du système malgré la présence de faibles oscillations dues aux comparateurs à hystérésis. Les simulations appliquées au système de forage ont également montré que la commande DTC améliore considérablement le comportement dynamique de la garniture de forage. Lors des variations du poids sur l'outil (WOB), le système conserve sa stabilité et le couple moteur s'adapte automatiquement afin de compenser les perturbations mécaniques. De même, lors des variations de vitesse, la commande garantit un bon suivi des consignes avec un temps de réponse réduit et des oscillations limitées. Les phénomènes vibratoires de type stick-slip ont été fortement atténués grâce à la rapidité d'action de la stratégie DTC. Cela permet de réduire les contraintes mécaniques appliquées aux composants de la garniture de forage et d'améliorer la fiabilité globale du système. En conclusion, la commande directe du couple représente une solution efficace, robuste et performante pour le contrôle des systèmes de forage rotatif utilisant une machine asynchrone. Grâce à sa rapidité de réponse, sa simplicité de mise en œuvre et sa capacité à réduire les vibrations torsionnelles, la stratégie DTC constitue une approche particulièrement adaptée aux applications industrielles nécessitant stabilité, précision et robustesse face aux perturbations mécanique.

Conclusion générale

L'exploitation pétrolière moderne fait face à des défis techniques majeurs, notamment lors du forage de puits profonds où les phénomènes vibratoires, tels que le « stick-slip », compromettent l'intégrité des équipements et l'efficacité des opérations. L'objectif de cette étude était d'analyser, de modéliser et de contrôler la dynamique d'un système de forage rotatif de type Top Drive (Bentec TD-500-XT) en vue de supprimer ces dysfonctionnements mécaniques sévères.

Le travail mené a permis d'établir des modèles mécaniques précis (2-DOF et 3-DOF avec frottement de Karnopp) reproduisant fidèlement le comportement non-linéaire du trépan au fond du puits. Parallèlement, la modélisation complète de la chaîne de puissance électrique (onduleur MLI et moteur asynchrone AC) a constitué une base solide pour le développement de stratégies de contrôle.

La solution retenue et implémentée est la Commande Directe du Couple (DTC). Son application a démontré des performances exceptionnelles en simulation. Grâce à sa dynamique de réponse ultra-rapide et à sa robustesse vis-à-vis des variations paramétriques, la DTC réussit à stabiliser la vitesse de rotation de la colonne de forage et à compenser instantanément les fluctuations du couple résistant liées aux changements de poids sur l'outil (WOB). Les oscillations de type stick-slip sont drastiquement atténuées, garantissant un forage fluide, sûr et performant.

En définitive, l'intégration d'une commande avancée telle que la DTC au sein des variateurs de fréquence des Top Drives modernes représente une avancée technologique majeure. Elle contribue directement à la réduction des coûts de maintenance, à la prolongation de la durée de vie des trépons et tiges, et à l'optimisation globale du taux de pénétration sur les chantiers pétroliers.

Perspectives et travaux futurs

Bien que les résultats obtenus par simulation soient prometteurs, ce travail ouvre plusieurs travaux pour des développements futurs :

1. **Validation expérimentale (HIL) :** La prochaine étape consisterait à tester l'algorithme DTC développé sur un banc d'essai expérimental ou via une simulation de type *Hardware-In-the-Loop* (HIL), afin de valider les performances du contrôleur en temps réel.
2. **Commande intelligente et robuste :** L'exploration de commandes hybrides, combinant la DTC avec la logique floue (Fuzzy Logic) ou les réseaux de neurones, pourrait améliorer davantage la robustesse du système face aux incertitudes liées à la nature changeante des formations géologiques rencontrées lors du forage.
3. **Couplage des vibrations (3D) :** Cette étude s'est concentrée sur les vibrations de torsion (stick-slip). Une perspective intéressante serait d'étendre le modèle pour inclure le couplage entre les vibrations de torsion, axiales (bit-bounce) et latérales (whirling), afin d'obtenir une gestion globale de l'intégrité de la garniture.
4. **Estimation d'état avancée (Sans capteurs) :** Le développement d'observateurs d'état performants, tels que le Filtre de Kalman Étendu (EKF), permettrait d'estimer avec précision les variables de fond (vitesse et couple du trépan) sans nécessiter de capteurs de fond coûteux et fragiles, renforçant ainsi la fiabilité du système *sensorless*.

En somme, l'hybridation des technologies de l'automatique avancée et du forage pétrolier reste un domaine riche en innovations, indispensable pour relever les défis de l'énergie de demain.

Bibliographies

- [1] F. Abdulgalil, Commande non linéaire dans les systèmes de forage pétrolier : Contribution à la suppression du phénomène de Stick & Slip, université Paris XI UFR Scientifique d'Orsay N8213 (2006).
- [2] O. David, Mathematical Evaluation of Lateral and Torsional Vibrations on Directional, International Journal of Engineering Research and General Science Volume 4, Issue 1, January-February, 2016.
- [3] Site Web : <https://www.osha.gov/SLTC/etools/oilandgas>.
- [4] Skalle, P. (n.d.). Associate Professor, Department of Petroleum Engineering and Applied Geophysics, NTNU.
- [5] Caron, J.-P., & Hautier, J.-P. (1995). Modélisation et commande des machines asynchrones. Paris : Éditions Technip.
- [6] DOGHMANE-ILYES 'Etude et amélioration de la stratégie de la commande d'un top drive modele canrig 1050 e500 au niveau de ENTP' Mémoire d'ingénieur, université badji mokhtar annaba 2017.
- [7] site web : <https://fr.scribd.com/document/475260526/1320-UE-dwks-pl-pdf>.
- [8] site web : <https://fr.scribd.com/presentation/331062493/Drilling-Equipment>.
- [9] Karnopp, D. (1985). Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 107(1), 100–103.
- [10] W.BOUDJTAT : Etude et simulation d'une machine asynchrone alimenté par un onduleur de tension à commande MLI, Master Université badji mokhtar- annaba.2017
- [11] R.FADLI et N.AMRANI : Modélisation et Identification de la MachineAsynchrone .Mémoired'ingénieurUniversité de Sétif. 2000.
- [12] I. Takahashi and T. Noguchi, "A new quick-response and high-efficiency control strategy of an induction motor," IEEE Transactions on Industry Applications, vol. IA-22, no. 5, pp. 820–827, Sept./Oct. 1986.
- [13] J.F. Brett, "The genesis of torsional drillstring vibrations," SPE Drilling Engineering, vol. 7, no. 3, pp. 168–174, 1992.
- [14] T. Vromen, N. van de Wouw, A. Doris, P. Astrid, and H. Nijmeijer, "Nonlinear output-feedback control of torsional vibrations in drilling systems," International Journal of Robust and Nonlinear Control, vol. 27, no. 17, pp. 3691–3711, 2017.
- [15] P. Vas, Sensorless Vector and Direct Torque Control. Oxford: Oxford University Press, 1998.
- [16] Takahashi, T., and Ohmori, Y., "High-Performance Direct Torque Control of an Induction Motor," IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 25, no. 2, pp. 257–264, 1989.

- [17] Depenbrock, M., "Direct Self-Control (DSC) of Inverter-Fed Induction Machine," IEEE Transactions on Power Electronics, vol. 3, no. 4, pp. 420–429, 1988.
- [18] Kazmierkowski, M. P., Krishnan, R., and Blaabjerg, F., Control in Power Electronics: Selected Problems, Academic Press, 2002.
- [19] Krishnan, R., Electric Motor Drives: Modeling, Analysis and Control, Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ, 2001.
- [20] Casadei, D., Serra, G., and Tani, A., "Implementation of a Direct Torque Control Algorithm for Induction Motors Based on Discrete Space Vector Modulation," IEEE Transactions on Power Electronics, vol. 15, no. 4, pp. 769–777, July 2000.

Annexe A

Paramètres du moteur asynchrone

Puissance nominale

$P_n=860 \text{ kW}$

Couple nominal

$C_n=10238 \text{ Nm}$

Tension nominale

$U_n=600 \text{ Volts}$

Fréquence

$f_s=50 \text{ Hz}$

Nombre de paires de pôles

$p=4$

Vitesse nominale

$N_n=803 \text{ tr/min}$

Résistance statorique

$R_s=5\text{e-}3 \text{ } \Omega$

Résistance rotorique

$R_r=4.5\text{e-}3 \text{ } \Omega$

Inductance statorique

$L_s=11.5 \text{ mH}$

Inductance rotorique

$L_r=11.5 \text{ mH}$

Inductance mutuelle

$L_m=11.45 \text{ mH}$

Moments d'inertie

$J=150 \text{ kg.m}^2$

Coefficient de frottements

$f_r=0.1 \text{ Nm.s/rad}$