

# MODELISATION ET SIMULATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE D'UN TRAIN DE TIGES DE FORAGE GEOTHERMAL : CAS DE VIBRATION DE TORSION

Julien Rajomalahy, Vololomihaja Andriamifidisoa et Lala Andrianaivo

Université d'Antananarivo, Ecole Supérieure Polytechnique d'Antananarivo, Petroleum Engineering Department, Laboratoire Exergie et Géoingénierie, BP 1500 Antananarivo 101, Madagascar, [julienrajomalahy@gmail.com](mailto:julienrajomalahy@gmail.com)

## Résumé

Le but de ce travail est de comprendre la vibration de torsion causée par le phénomène stick-slip ou adhérence glissement. Lors des opérations de forage géothermal, des problèmes qui nuisent l'efficacité du travail et cause des pertes en allongeant le coup du travail subsistent souvent. La quasi-totalité de ces problèmes vient des vibrations indésirables qui affectent en premier la garniture en les procurant une fatigue accrue et provoquant leur rupture prématurée. Pour mieux illustrer, un modèle de contact outil-roche est donné. Ce modèle est fait pour observer les paramètres qui causent les vibrations, donnant une possibilité de les éviter dans la réalité. Ce modèle a été traité avec un frottement sec au niveau BHA (Bottom Hole Assembly). Pour montrer la simulation du phénomène stick-slip, des paramètres étaient donnés et simulés sous MATLAB avec le système de motorisation. Afin d'échapper au frottement sec la combinaison de variation des trois paramètres tels que l'augmentation de vitesse de la table de rotation, la diminution du poids sur l'outil et la multiplication de la viscosité dynamique de la boue de forage permet d'annuler le phénomène stick-slip. Pendant l'opération de forage, tous les paramètres qui affectent directement ou indirectement l'efficacité du travail seront pris en compte et ne doivent pas être mis à l'écart d'une modification afin de réduire le plus possible la durée de l'opération tout en évitant l'usure des matérielles, donc de minimiser le coup du travail.

*Mots clés : Influence de vibration / forage géothermique/ phénomène stick-slip / contact outil-roche/ résolution numérique*

## 1. INTRODUCTION

Le forage est l'ensemble des opérations permettant de creuser les trous pour atteindre en sous-sol de nouvelles zones susceptibles de contenir des vapeurs d'eau. Plusieurs techniques de forage sont utilisées, mais à grande profondeur, le forage Rotary est la technique appropriée. Ce processus représente le principal et l'essentiel du coût total d'une installation.

### 1.1. Eléments d'une garniture de forage

La garniture de forage est la partie la plus importante dans une opération de forage géothermique. Elle est la partie descendante dans le puits. Désignée aussi par arbre de forage, en raison de la mécanique de liaison qu'elle établit entre la motorisation rotative en surface et le trépan, elle correspond à la partie opérative dans le puits (Figure 1).

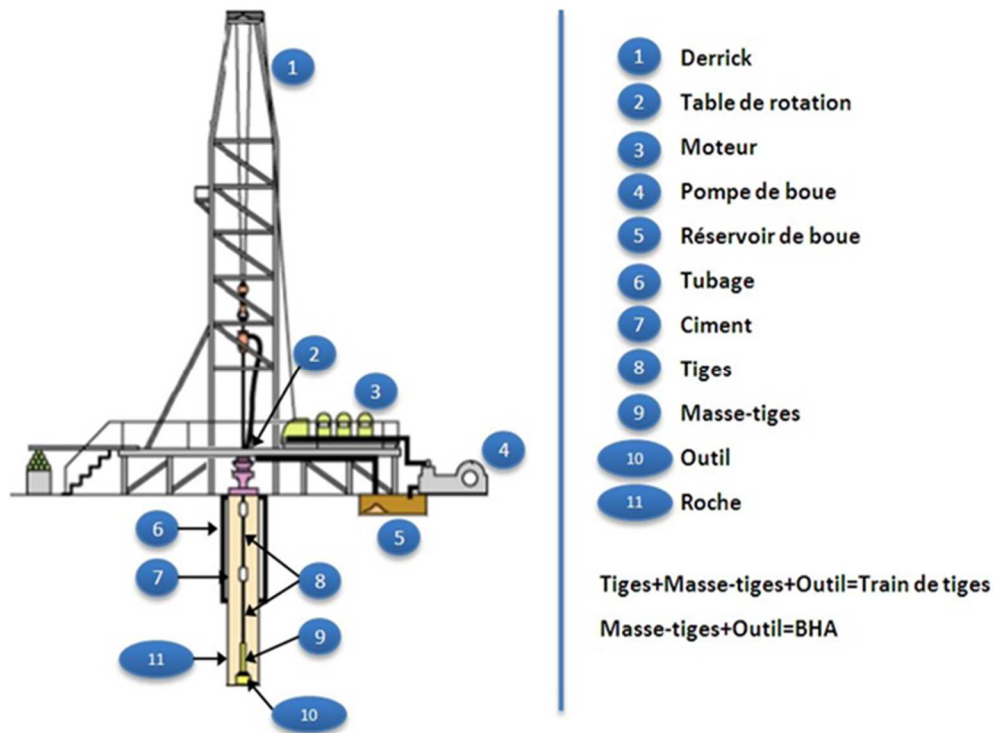


Figure 1 : Structure de forage géothermique

Plusieurs tâches sont nécessaires dans son domaine d'application dont la transmission de l'énergie nécessaire à la désagrégation de la roche, la transmission de la force de poussée, le guide et le contrôle de la trajectoire du puits, ainsi que la circulation du fluide de forage. Sur toute sa longueur, elle est constituée essentiellement des masses tiges (Drill Collars) et des trains de tiges (Drill pipes). Sur cela se greffent les accessoires tels que les stabilisateurs des masses tiges, les amortisseurs de choc, les systèmes de mesures et tout ce qui peut être indispensable pendant l'opération (Figure 2).

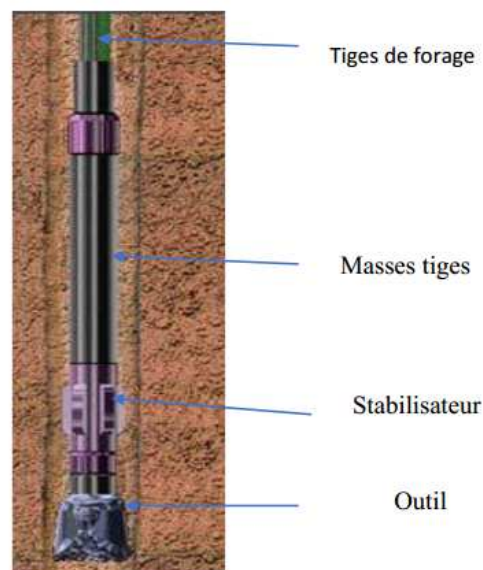


Figure 2 : La garniture de forage [Schlumberger, 1997]

## 1.2. Dynamique des tiges de forage (vibrations de torsion)

Le phénomène de vibrations récurrent au cours des opérations de forage géothermique, et constituent la cause majeure de la fatigue des systèmes de forage. Les vibrations de la garniture sont décomposées selon trois modes : axial, de torsion et latéral (Figure 3).

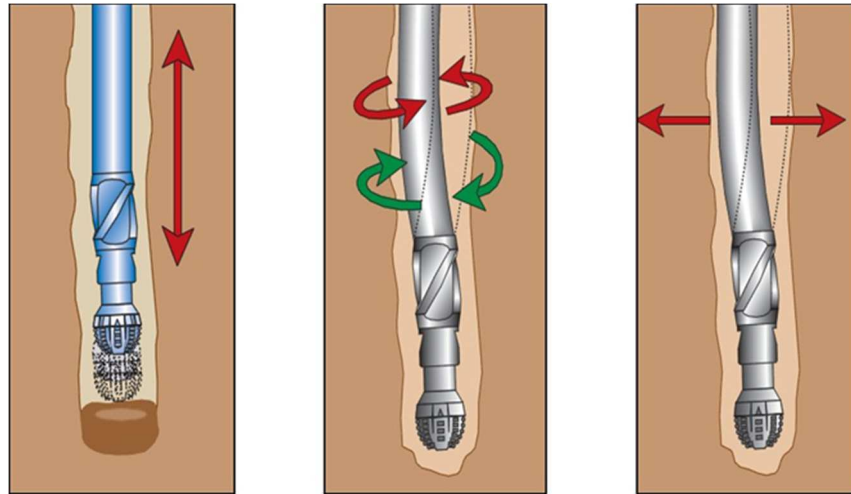


Figure 3 : Modes de vibration, (gauche : axial, milieu : torsion, droite : latéral)

Généralement, les trois types de vibrations se produisent simultanément durant le processus de forage et dans certains cas il est difficile de les identifier séparément. Les vibrations les plus sévères se produisent au niveau de la BHA. Elles sont responsables de la réduction de la vitesse du forage et de l'augmentation des coûts.

Des variations du couple de torsion en surface sont souvent observées au cours du forage. Par ailleurs, même si la vitesse de rotation est maintenue constante en surface, des mesures au fond de trou montrent que la vitesse de rotation de l'outil de forage peut présenter des fluctuations. Ces observations mettent en évidence l'existence des vibrations de torsion au niveau de la garniture (Figure 4). L'interaction garniture-formation est la cause primaire de ces vibrations. Les vibrations de torsion sont aussi nocives que les vibrations axiales puisqu'elles causent l'usure de tiges, l'endommagement des raccords de tiges et de l'outil de forage.

Le phénomène de stick-slip est la forme sévère des vibrations de torsion, il se produit généralement au niveau de l'outil et est caractérisé par une alternance de phases d'arrêt et d'accélération de l'outil. Pendant la phase d'accélération, la vitesse de rotation de l'outil peut atteindre plusieurs multiples de la vitesse de consigne en surface (Figure 4).

Ce phénomène est produit principalement par les différentes zones de contact entre la BHA et le puits (ce sont des interactions tiges-paroi de puits et trépan-roche). Ce contact crée des forces de frottement dont les plus importantes sont le frottement non linéaire entre le trépan et la roche en fonction de sa vitesse.

En plus de son rôle de lubrification et refroidissement de l'outil, la boue influe le coefficient de frottement entre le trépan et la roche. Son influence est sur le coefficient de frottement visqueux, qu'on étudiera dans ce travail, en cherchant son influence sur le phénomène de Stick-Slip.

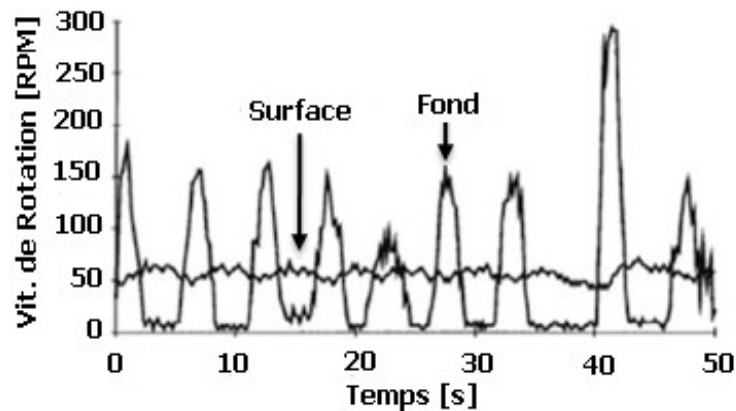


Figure 4 : Le Phénomène du Stick-Slip (Dykstra, 2011)

## 2. MODELISATION ET SIMULATION

### 2.1. Modélisation du système dynamique

#### 2.1.1. Modèle du contact outil-roche

A cause de la diversité et l'hétérogénéité de la structure des roches à forer, la modélisation du contact entre ce dernier et l'outil s'avère complexe. De ce fait, plusieurs modèles d'interaction outil-roche ont été élaborées et modélisés. Parmi ces modèles, le modèle de Detournay qui est relativement facile à exploiter sera développé dans ce travail (Detournay et al, 1992). L'interaction entre le trépan monobloc et la roche est en fait une combinaison de deux processus : la coupe de la roche et le frottement de l'outil contre la roche.

- Processus de coupe :

Les outils à élément de coupe fixe (PDC ou TSP) travaillent à la façon d'une machine-outil en cisillant la roche. Mais pour aboutir à cet effet, un effort d'écrasement nécessaire pour contrer toutes résistances du système et un effort de coupe entraînant l'outil en rotation sera appliqué. Le couple de coupe résultant sur l'outil est donné par :

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

Avec :

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

$\varepsilon$  : Energie spécifique intrinsèque de la roche ( $J/m^3$ )

$d$  : profondeur de coupe (m/rev)

- Processus de frottement sec

L'apport de couple qui s'oppose au couple de frottement de l'outil contre la roche est impératif lors d'un processus de forage. Le modèle de frottement pris en compte dans cette étude est celui de Karnopp. Ce

modèle a été conçu pour permettre de définir un intervalle de vitesse nulle dans lequel le frottement n'est plus une fonction de la vitesse, mais dépend seulement de la force externe.

Ce modèle est capable de simuler le mouvement de type Stick-Slip. Les frottements secs au niveau de BHA sous le modèle de Karnopp (Navarro Lopez et al, 2004) sont donnés par :

$$T_f = \begin{cases} T_e & \text{si } |\Omega_b| < D_{vet} \text{ et } |T_e| < T_s \\ T_s \text{sign}(T_e) & \text{si } |\Omega_b| < D_{vet} \text{ et } |T_e| \geq T_s \\ T_d \text{sign}(\Omega_b) & \text{si } |\Omega_b| \geq D_v \end{cases} \quad (2)$$

Avec :

$\Omega_b$  : vitesse de rotation de l'outil (rd/s)

$T_e$  : couple des forces résultantes externes (N.m)

$T_s$  : couple de frottement statique (N.m)

$T_d$  : couple de frottement dynamique (N.m)

$D_v$  : intervalle des vitesses nulles.

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

$$T_{s(d)} = \frac{1}{2} N_b \mu_{s(d)} R_{bit} \quad (3)$$

Avec :

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

$N_b$  : la force normale sur l'outil (N) tel que :  $N_b = g Wob$

$g$  : constante gravitationnelle,

$Wob$  : poids sur l'outil (Kg)

Le couple total qui se manifeste au niveau de l'outil ( $T_{ob}$  : Torque on the Bit) et la somme des deux couples, de coupe et de frottement.

$$T_{ob} = T_c + T_f \quad (4)$$

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

### 2.1.2 Dynamique du BHA (Bottom Hole Assembly)

En appliquant le principe fondamental de la Dynamique(PFD) sur BHA on trouve :

$$J_b \ddot{\varphi} = k(\varphi_t - \varphi_b) - C_b \dot{\varphi}_b - Tob(\dot{\varphi}_b, Wob)(5)$$

En posant :  $\Phi = \varphi_t - \varphi_b$  et  $\dot{\varphi}_b = \Omega_b$

Cette équation s'écrit :

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

Avec :

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

$\Phi$  : Différence entre les positions angulaires en haut et en bas de la tige de forage (rad)

$\Omega_b$  : vitesse de rotation de l'outil (rd/s)

$Tob$  : Torque on Bit (N.m)

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

$J_b$  : Moment d'inertie équivalent au niveau de BHA (kg.m<sup>2</sup>)

### 2.1.3. Dynamique du Top Drive

Le Top Drive (TD) est une unité multifonctionnelle qui effectue la rotation de la chaîne de forage, sans la nécessité d'une tige d'entraînement(Kelly), et assure d'autres opérations à la tête de puits. Il offre des paramètres (couple, vitesse) supérieurs à ceux fournis par la table de rotation.

- Equation mécanique :

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

La garniture de forage est modélisée par une pendule de torsion simple avec un ressort de raideur  $k$  à l'équivalence des tiges de forages (Figure 5).

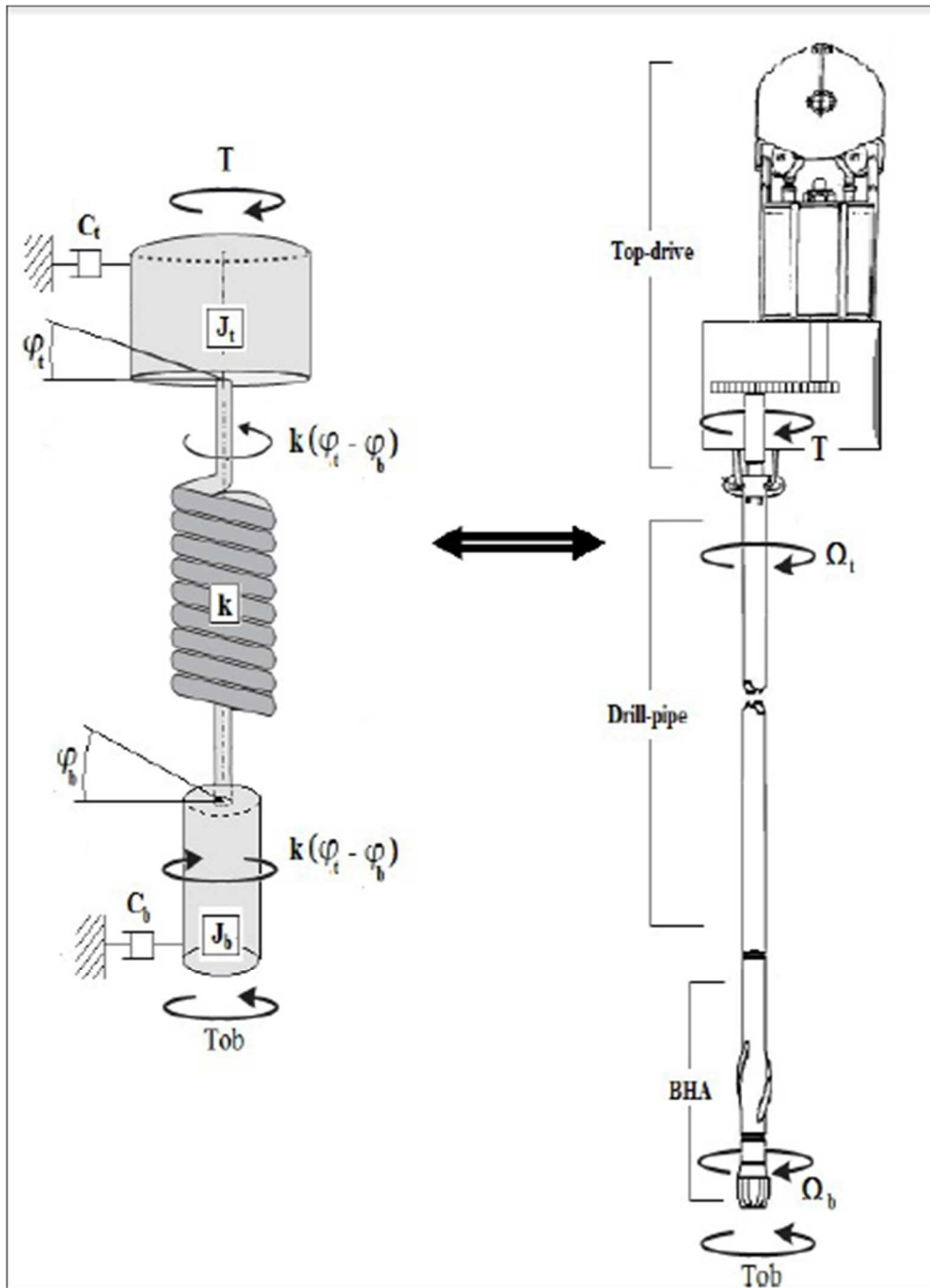


Figure 5: Modèle de torsion de la garniture

En appliquant le principe de PFD sur l'arbre d'entraînement des tiges de forage, on trouve l'équation mécanique du moteur (Figure 6):

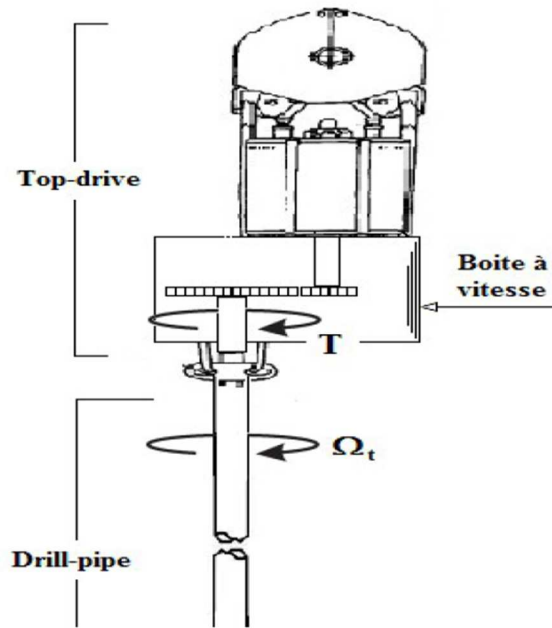


Figure 6: Attachement de la tige de forage au réducteur

L'équation est donnée de la façon suivante :

$$J_t \ddot{\varphi}_t = T - C_t \dot{\varphi}_t - k(\varphi_t - \varphi_b) \quad (6)$$

où :

$$T = nT_m$$

$T_m$  : couple moteur (N.m)

$n$  : rapport de transmission du réducteur

Le couple moteur est le courant dans l'induit à une constante près telle que :

$$T_m = K i \quad (7)$$

En posant :  $\Phi = \varphi_t - \varphi_b$  et  $\dot{\varphi}_b = \Omega_b$

Enfin l'équation s'écrit :

$$J_t \dot{\Omega}_t = nKi - C_t \Omega_t - k \Phi$$

Avec :

$\Omega_t$  : vitesse de rotation à la surface (rd/s)

$J_t$  : Moment d'inertie équivalent au niveau de la partie supérieure des tiges (kg.m<sup>2</sup>)

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

$K$  : constante de couple (~ constante de vitesse) (N.m/A)



$i$  : courant dans l'induit (A)

- Equation électrique :

Le moteur en question est un moteur à courant continu, le schéma de l'induit est représenté par la figure 7 :

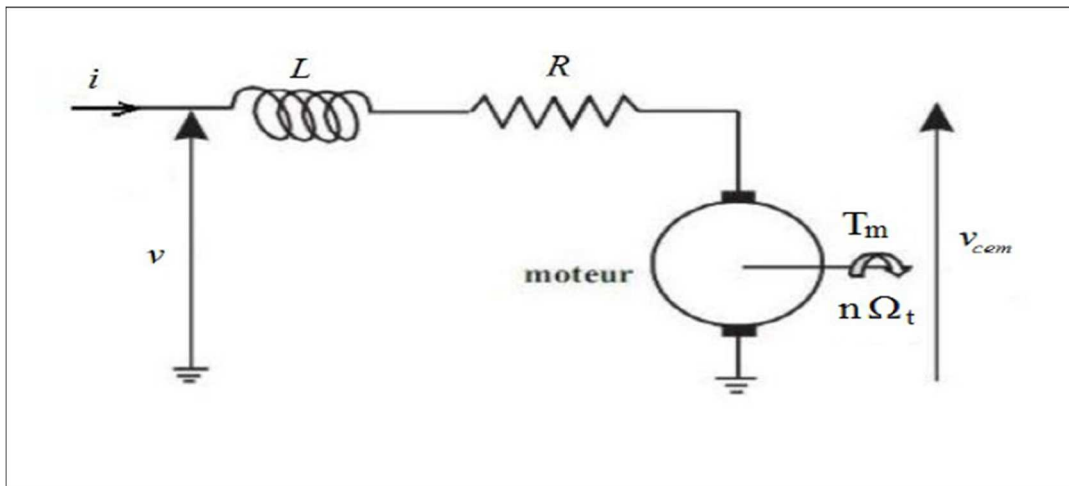


Figure 7: Schéma électrique de l'induit d'un moteur DC

L'application des lois des Mailles nous induit au résultat :

$$v = L \frac{di}{dt} + Ri + v_{cem} \quad (8)$$

Tel que :

$$v_{cem} = nK\Omega_t \quad (9)$$

$v_{cem}$  : tension contre électromotrice (V)

Donc :

$$v = L \frac{di}{dt} + Ri + nK\Omega_t$$

Avec :

$v$  : tension de l'induit (V)

$i$  : courant dans l'induit (A)

$R$  : résistance de l'induit ( $\Omega$ )

$L$  : inductance de l'induit (H)

## 2.2. Représentation d'état et principaux paramètres du modèle

La représentation d'état permet de modéliser un système dynamique en utilisant des variables d'état. Cette représentation permet de déterminer l'état du système à n'importe quel instant futur si l'on connaît l'état à l'instant initial et des variables exogènes qui influent sur le système.

La mise sous forme d'état des équations précédentes est présentée ci-dessous. Le système est non linéaire à cause de la présence de la fonction discontinue

$Tob(\Omega_b, Wob)$ . Le système est à quatre variables d'état. Le système est mis sous la forme suivante :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + g(x(t), u) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases} \quad (10)$$

Où :  $x(t) \in \mathbb{R}^4$  est vecteur d'état,  $u(t) \in \mathbb{R}^2$  est le vecteur entré,  $y(t) \in \mathbb{R}^2$  est le vecteur sorti, tel que :

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

Avec :

$$\Phi : \quad \Phi = \phi_t - \phi_b$$

$$\Omega_t : \quad J_t \dot{\Omega}_t = nKi - C_t \Omega_t - k \Phi$$

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

$$i : \quad v = L \frac{di}{dt} + Ri + v_{cem}$$

Ce qui nous donne la forme :

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

Les tableaux 1 et 2 montrent les paramètres du système de forage et les paramètres du modèle du contact outil-roche.

Tableau 1 : Paramètres du système de forage

Paramètres	Description	Valeur	Unité
$J_t$	Moment d'inertie équivalent au niveau de la partie supérieure des tiges	1030.45	kgm <sup>2</sup>
$J_b$	Moment d'inertie équivalent au niveau de BHA	223.44	kgm <sup>2</sup>
$C_t$	Coefficient de frottement visqueux équivalent au niveau de la surface	51.38	Nms.rad <sup>-1</sup>
$C_b$	Coefficient de frottement visqueux équivalent au niveau de BHA	39.79	Nm.rad <sup>-1</sup>
$k$	Constante de raideur des tiges de forage	481.29	Nm.rad <sup>-1</sup>
$R$	Résistance de l'induit	0.01	Ω
$K$	Constante de couple du moteur	6	Nm.A <sup>-1</sup>
$N$	Rapport de transmission du réducteur	7.20	-

Tableau 2 : Paramètres du modèle du contact Outil-Roche

Paramètres	Description	Valeur	Unité
$E$	Energie spécifique intrinsèque de la	130	MJ.m <sup>-3</sup>
$D$	Profondeur de coupe	4	mm.rev <sup>-1</sup>
$\mu_s$	Coefficient de frottement statique	0.6	-
$\mu_d$	Coefficient de frottement dynamique	0.4	-
$R_{bit}$	Rayon de l'outil	0.10	M

## 2.3. Simulation du système - Résolution numérique

Les calculs temporels pas à pas et les calculs de modes propres peuvent s'avérer très lourds si le modèle comporte de nombreux degrés de liberté. Dans certains domaines comme celui des vibrations, l'ingénieur peut s'intéresser surtout au régime établi de la réponse d'une structure soumise à un chargement de durée très longue.

### 2.3.1. Calculs temporels

Les calculs temporels visent à reproduire ce qu'il se passerait dans la réalité et sont donc les plus généraux. Les calculs temporels peuvent être réalisés sur base physique ou sur base modale, avec des modèles linéaires ou non linéaires.

Le choix du pas de temps a une importance majeure :

- Lorsqu'un algorithme d'intégration temporelle implicite est utilisé, le choix du pas de temps est dicté par le phénomène physique que l'on veut décrire (généralement lié à la période des modes propres pouvant être excités et au contenu fréquentiel du chargement),
- Lorsqu'un algorithme explicite est utilisé, le choix du pas de temps est dicté par des conditions de stabilité de l'algorithme ( $\omega\Delta t < 2$  pour les différences centrées). En présence de non linéarité, il est conseillé d'adopter des marges par rapport aux critères donnés pour des systèmes élastiques.

Lorsqu'une méthode d'intégration temporelle directe est utilisée, le chargement peut être :

- des conditions initiales imposées (vitesse initiale d'un projectile par exemple),
- des forces ponctuelles et réparties variant au cours du temps,
- des déplacements imposés variant au cours du temps.

Ainsi le chargement associé à un séisme peut être décrit soit comme des forces réparties proportionnelles à la masse si le calcul est réalisé dans le repère attaché à la base (repère relatif non galiléen), soit comme un déplacement imposé lorsque le calcul est réalisé dans le repère absolu.

Les chargements de type force et déplacement imposé variant en fonction du temps sont définis (Baker, 99). Notons que les charges mobiles sont équivalentes à des forces réparties variant en fonction du temps. L'opérateur permet de définir les chargements pour les procédures de calcul temporel sur base physique. Dans certains cas, la connaissance complète du chargement n'est pas nécessaire au dimensionnement. C'est le cas des calculs spectraux et des calculs dans les domaines fréquentiels.

### 2.3.2. Prise en compte du chargement initial

Le chargement initial peut avoir une importance majeure sur la réponse dynamique du système. Sa prise en compte, en particulier dans les calculs de modes propres, est moins évidente que dans les calculs incrémentaux dans lesquels les chargements statiques et dynamiques peuvent être cumulés. En effet, les modes propres correspondent à des vibrations autour d'un état d'équilibre pour lequel les contraintes peuvent être élevées : vibrations d'une corde de guitare tendue, de la membrane d'un ballon gonflé, d'une structure comportant des liaisons boulonnées, etc. La linéarisation autour de cet état n'est complète qu'en tenant compte de la raideur de précontrainte (Warren, 1990).

### 3. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

#### 3.1. Apparition du phénomène stick-slip

L'introduction d'un poids sur l'outil Wob = 20 tonnes, constante et avec la tension du moteur  $v= 225V$  fait naître aussitôt le phénomène stick-slip (Figure 8). D'après cette figure, On voit que l'allure de courbe de la vitesse de rotation de l'outil montre un mouvement périodique, varie de 0 à 53 RPM. A partir de cinquième seconde, la vitesse de rotation de la table reste constante (20 RPM)

Le résultat montre bien que pour des vitesses de rotation de table faibles, la vitesse de l'outil est instable qui peut varier de 0 à 3 fois plus de celle fourni par le Top drive.

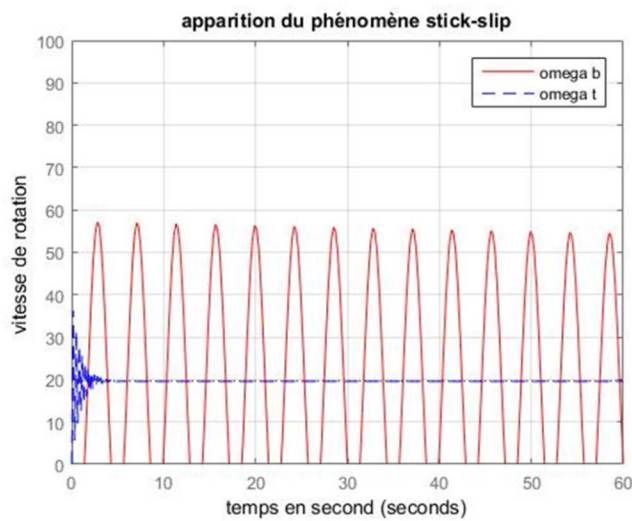


Figure 8 : Apparition du phénomène stick-slip

#### 3.2. Influence du changement de vitesse du Top drive

Lorsqu'on accroît la vitesse de rotation de table par le voltage ( $v=275V$ ), le phénomène de vibration s'élimine peu à peu jusqu'à la disparition à partir de 53RPM sous le poids de 20 tonnes (Figure 9).

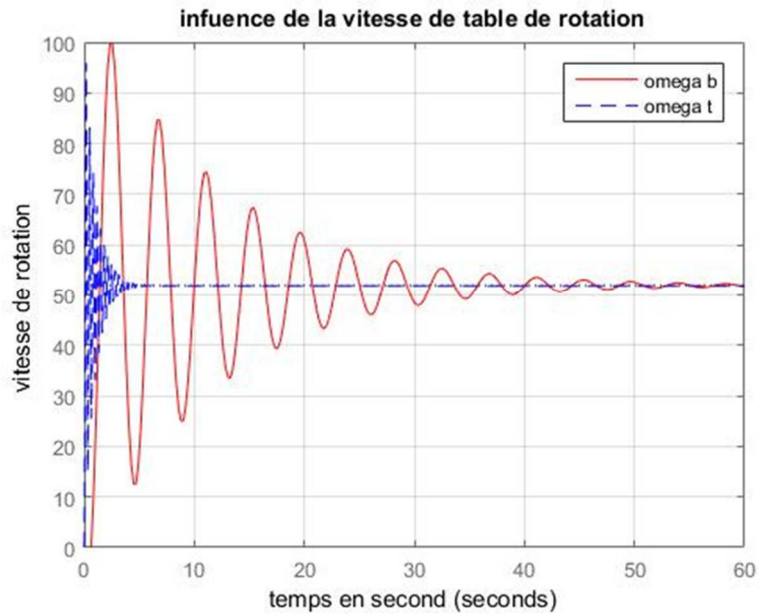


Figure 9 : Influence du changement de vitesse du Top drive

La vitesse de rotation de table s'atteint jusqu'à 98 RPM. Leur élévation se fait au niveau de la tension du moteur. Avec cette allure, le risque de rupture prématuré de l'outil est trop élevé en cas d'un contact avec des roches ayant une énergie spécifique intrinsèque importante. Le phénomène stick-slip réapparaît à nouveau si on fait augmenter le poids sur l'outil.

### 3.3. Influence de variation du poids sur l'outil

Le poids sur l'outil est le facteur principal de vibration de torsion. Plus on l'augmente, l'amplitude de vibration le suit aussi. Pour estomper cette nuisance, on procède à la réduction de son intensité (Wob = 15 tonnes). C'est alors que le nouveau problème arrive et c'est la vitesse d'avancement de puits. La diminution du poids l'affecte considérablement et qui causera une perte de temps (Figure 10).

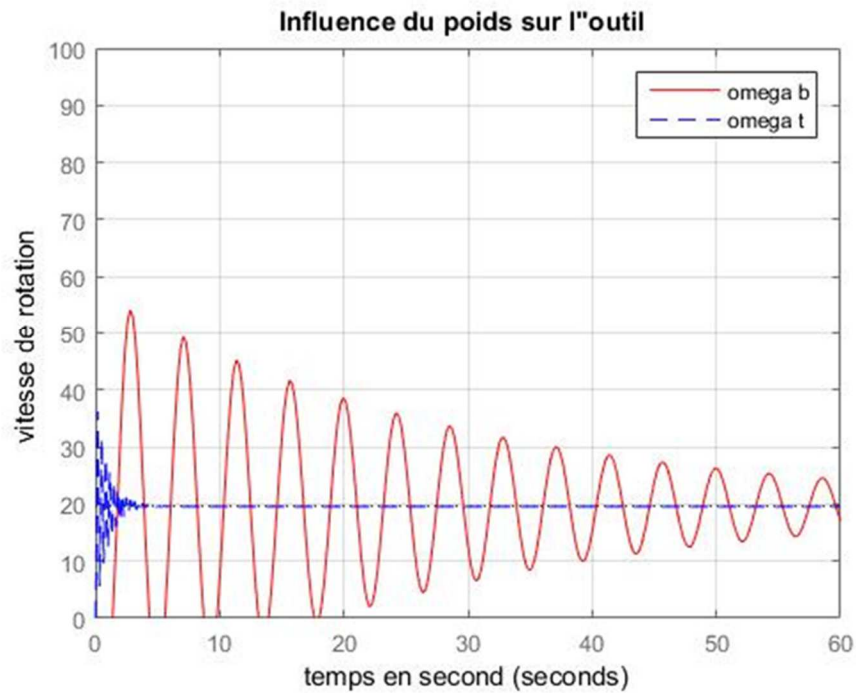


Figure 10 : Influence de variation du poids sur l'outil

L'allure de la courbe montre que la vitesse de rotation de table varie de 0 à 32 RPM avant 5s puis elle y reste constante après. L'autre allure montre la convergence peu à peu suivant l'asymptote horizontale  $y=20$  jusqu'à certains temps. Elle varie de 0 à 54 RPM sur l'axe de vitesses de rotation.

### 3.4. Influence de la viscosité dynamique de boue de forage

Pour voir l'influence de la viscosité du fluide de forage sur la dynamique de la garniture, une simulation est faite en changeant les constantes de frottement visqueux dans le modèle par un changement de la viscosité dynamique de la boue de forage  $C_b = 63.15 \text{ Nms.rad}^{-1}$ , et cela sous une entrée  $Wob = 20\text{tonnes}$  et une tension du moteur  $v=225\text{V}$  (Figure 11)

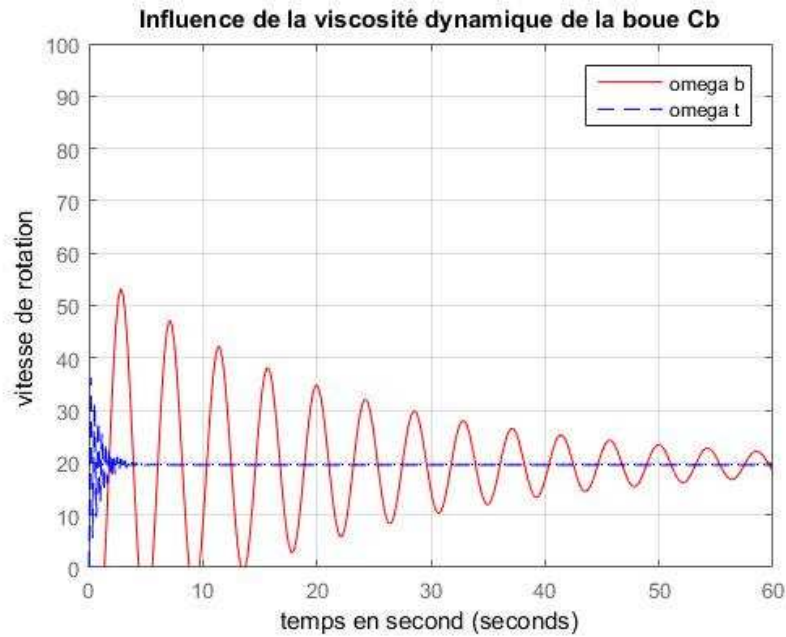


Figure 11 : Influence de la viscosité dynamique de boue de forage

La figure 11 montre la variation de la vitesse de rotation de l’outil en tendant suivant l’asymptote horizontale  $y = 20$ . Mais la vitesse de rotation du top drive reste constante à partir de 5 secondes. Les 2 courbes pourraient superposer à partir de certains temps. Cela explique l’élimination du phénomène stick-slip. Cette méthode nécessite le changement de la viscosité de la boue entier, plus elle est visqueuse, plus l’outil encaisse une énergie élevée ce qui accélère la fatigue de la tige de forage.

### 3.6. Suppression du phénomène stick-slip

La vitesse de rotation de la table, le poids sur l’outil, et la viscosité de la boue de forage sont les principaux variables pour atténuer la vibration de torsion. Selon les résultats obtenus précédemment, ces paramètres peuvent s’opérer séparément mais possèdent chacun des inconvénients majeurs. La préservation de la garniture est vitale pendant l’opération, il faut donc éliminer tout facteur risque. Pour que la suppression du phénomène soit bien faite (figure 12), la meilleure façon c’est de combiner ces 3 paramètres en même temps :

$$v = 250V ; Wob = 17 \text{ tonnes} ; C_b = 51.23 \text{ Nms.rad}^{-1}$$



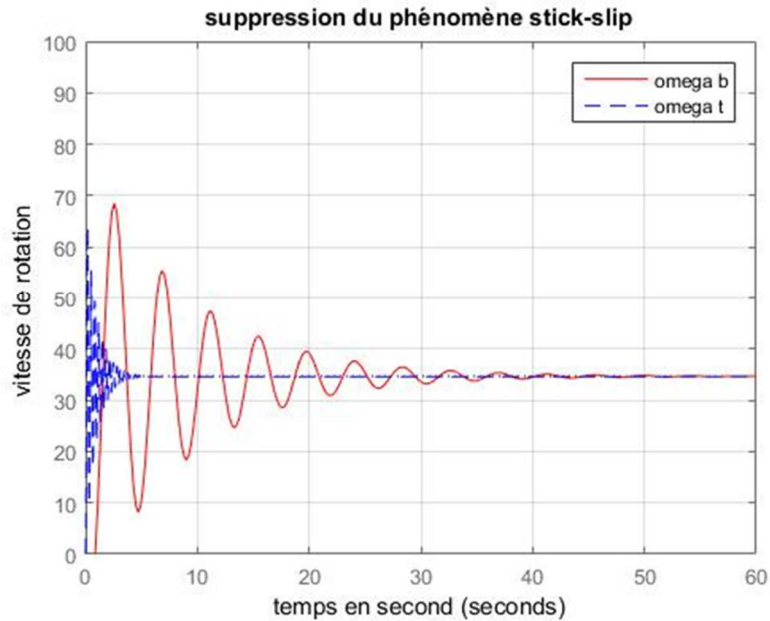


Figure 12 : Suppression du phénomène stick-slip

Les courbes se convergent, suivent l'asymptote horizontale  $y = 20$ . A partir du 30<sup>ème</sup> seconde, elles se superposent. Cette superposition montre la disparition du phénomène stick-slip.

#### 4. DISCUSSION

La combinaison de variation des trois paramètres : augmentation de la vitesse de la table de rotation, diminution du poids sur l'outil et la multiplication de la viscosité dynamique de la boue de forage afin d'échapper le frottement sec permettent d'annuler le phénomène stick-slip. La maîtrise des matériels et paramètres durant le forage géothermique tient compte beaucoup afin d'éviter les risques de rentabilité dans la production. Pendant l'opération de forage, tous les paramètres qui affectent directement ou indirectement l'efficacité du travail seront pris en compte et ne doivent pas être mis à l'écart d'une modification afin de réduire le plus possible la durée de l'opération tout en évitant l'usure des matériels, en gros de minimiser tant que faire se peut le coup du travail. Dépendant les uns envers les autres mais ayant chacun ses domaines spécifiques, ces paramètres rendent la modélisation et la simulation du mouvement dynamique du forage très complexe.

#### 5. CONCLUSION

La rupture de la garniture de forage et la perte du trépan sont provoquées par des arrêts cycliques de l'outil. C'est le phénomène appelé stick-slip. Lors des opérations de forage géothermique, des problèmes qui nuisent l'efficacité du travail et la cause des pertes en allongeant le coup du travail subsistent souvent. La quasi-totalité de ces problèmes vient des vibrations indésirables qui affectent en premier la garniture en les procurant une fatigue accrue et provoquant leur rupture prématurée. Face au forage géothermique qui se complexe de plus en plus, la maîtrise de ces vibrations est plus que jamais un enjeu majeur dans la réussite économique du projet. On distingue trois modes de vibration suivant leur plan d'évolution : les vibrations axiales, les vibrations latérales, et les vibrations de torsions. Le but de ce travail était de comprendre l'un de ces nuisibles qui est la vibration de torsion causée par le phénomène stick-slip. Pour

mieux illustrer, un modèle de contact outil-roche était donné. Ce modèle est fait pour observer les paramètres qui causent les vibrations, donnant une possibilité de les éviter dans la réalité.

## **BIBLIOGRAPHIE**

[Baker, 99] Bakerhughes, 1999, Bit Hydraulics, Basic Drilling Series, CD Training Technomedia International INC.

[Detournay, 92] Detournay, E, A Depourny, P, A, 1992, phenomenological Drilling Model for the drilling action Drag Bits, International journal of Rock Mechanics and Mining Science  $\alpha$ Geomechanics, vol,29, no,1, pp, 13-23.

[Dykstra, 2011] Dykstra M. 2011, Integrated drilling dynamics control-are we there yet?, Offshore Engineer.

[M. and R. Suarez, 2004, Practical approach to modelling and controlling stick-slip oscillations Navarro & Suarez, 04.A] Navarro-Lopez, E.in oil well drill strings, IEEE International Conference on Control Applications, Taipei, Taiwan, September, pp. 1454.1460,."

[Schlumberger, 97] SchlumbergerR, 1997, introduction to Drilling fluids, Oil Well Drilling Vol. 3, CD Training Techno media International INC,.

[Warren,90] Warren T., Brett J. et Sinor L., 1990, Development of a Whirl Resistant Bit, Society of Petroleum Engineers.