

Etude Dynamique d'un Puits Test

3.1. Présentation de l'essai

Nous disposons de mesures dynamiques de surfaces et de mesures dynamiques de fond réalisées en cours de forage. L'objectif premier est l'étude expérimentale de ces données de chantier pour déterminer l'éventuelle présence de vibrations et de whirling en particulier. Des simulations sont faites ensuite pour expliquer certaines de ces mesures.

3.1.1. Conditions de Forage

Le puits Catoosa est situé aux états unis dans l'état de l'Oklahoma près de Tulsa (Figure 3.1).

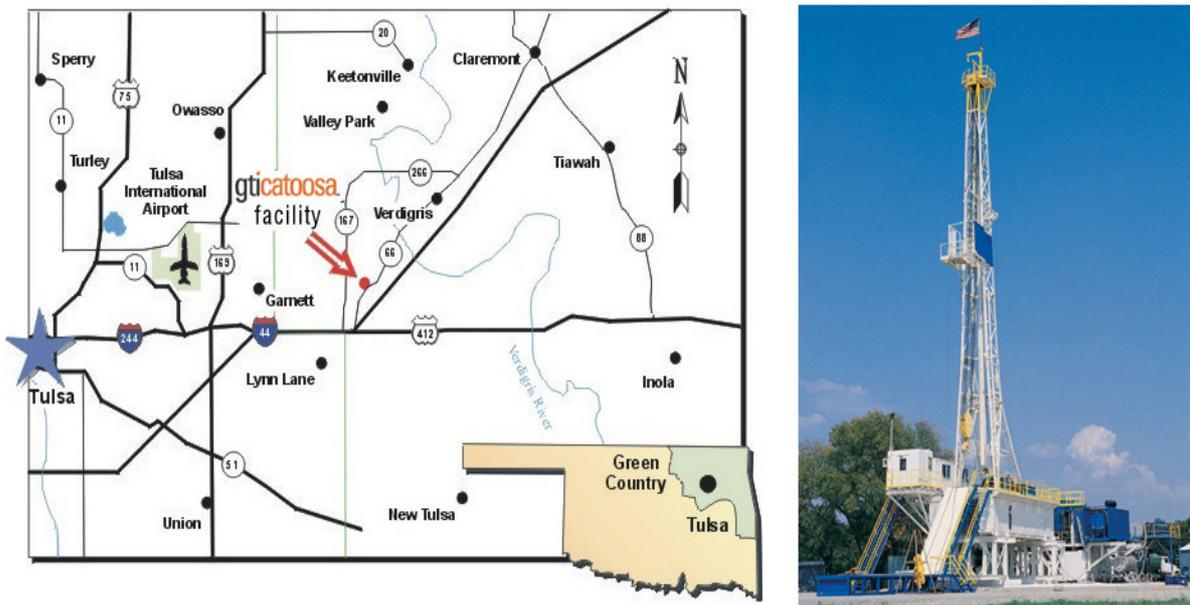


Figure 3.1: Localisation du Puits de Catoosa & Rig de Catoosa

- **Environnement**

Il s'agit d'un puits école où le derrick présenté sur la Figure 3.1 est positionné sur des rails pour pouvoir forer à 13 endroits différents. Cet environnement présente plusieurs avantages tels que : un coût réduit et une connaissance parfaite des formations traversées vu le nombre élevé de puits forés sur le site. C'est pour ces raisons que la plateforme de Catoosa est largement utilisée pour tester la conception de certaines BHA (Gaynor et al.,

2000), des équipements de forage (Torvestad et al., 2012) ainsi que des équipements de mesure (Sinclair et al., 2012).

- **Trajectoire**

La trajectoire du puits est présentée sur la Figure 3.2, il s'agit d'un puits faiblement incliné surtout dans sa partie basse. Cette géométrie simple rend plus facile les simulations numériques que nous présenterons dans la suite.

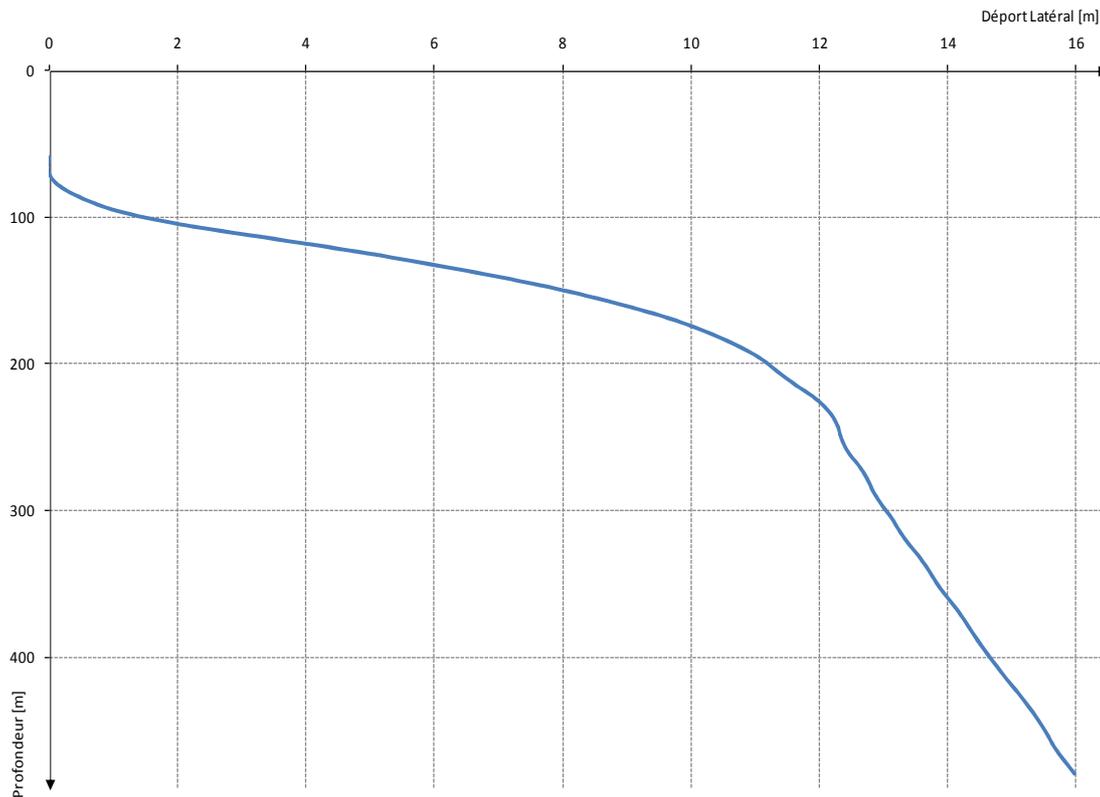


Figure 3.2: Trajectoire du Puits, Inclinaison

- **Formation Traversée**

La Figure 3.3 montre la coupe géologique des formations forées sur le site de Catoosa. Dans notre cas, le forage a commencé à une profondeur de 493 m (soit 1617 ft) et s'est terminé à 606 m (soit 1988 ft). La formation traversée dans cette fourchette de profondeur est homogène, il s'agit de l'Arbuckle group constitué de dolomite dense ($E=200$ MPa) avec des nodules de chert.

3.1.2. Configuration de la Garniture

La trajectoire définie pour ce puits est pseudo verticale, c'est pour cela que la configuration de la BHA est de type stabilisant. Elle est composée d'un outil PDC classique, d'un système de mesure fond de trou (Isub de Maxwell), d'un premier stabilisateur, d'une masse-tige, d'un deuxième stabilisateur et d'un ensemble de masse-tiges suivies par un ensemble de

tiges (Figure 3.4). La longueur de la BHA est de 111 m environ, on rajoute des tiges de 3"½ pour compléter la garniture jusqu'à la surface.

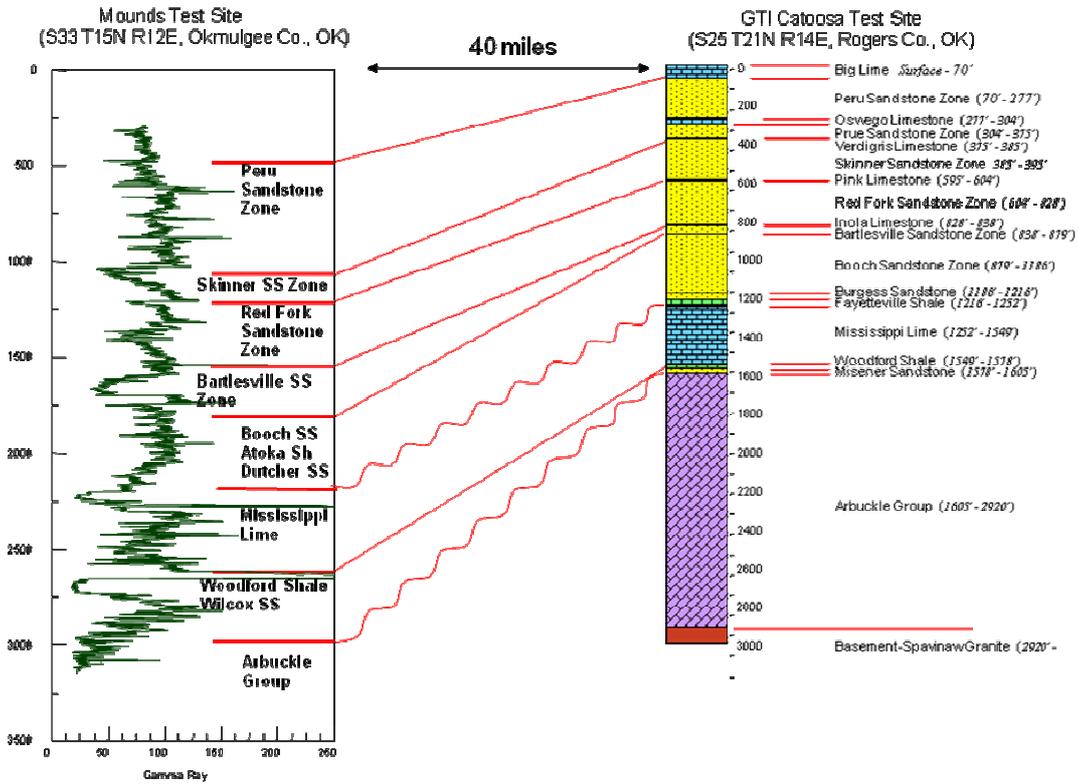


Figure 3.3: Formations Traversées à Catoosa



Figure 3.4: Configuration de la BHA

3.1.3. Déroulement des Essais et Mesures

L'essai comporte plusieurs phases, chacune est caractérisée par une vitesse de rotation et un poids sur l'outil. La vitesse de rotation varie en moyenne entre 55 et 125 RPM alors que le poids sur l'outil varie entre 2 et 10 tonnes. Le couple sur l'outil varie entre 1000 et 5000 Nm en moyenne. On dispose, à chaque phase, de mesures en surface de la profondeur, de la vitesse de rotation, du couple, du poids sur l'outil, du poids au crochet et du taux de pénétration. La fréquence de mesure en surface est légèrement supérieure à 1 Hz. On dispose également d'enregistrements de données au fond pour une analyse post-forage. Ces enregistrements sont réalisés à l'aide de l'Isub de Maxwell placé à 4 m de l'outil (Figure 3.5) à une fréquence de 50 Hz et portent sur le poids et le couple sur l'outil, les accélérations dans les trois directions (latérale, axiale, torsion), la vitesse de rotation, les moments de flexion ainsi que d'autres paramètres comme la température et la pression annulaire.

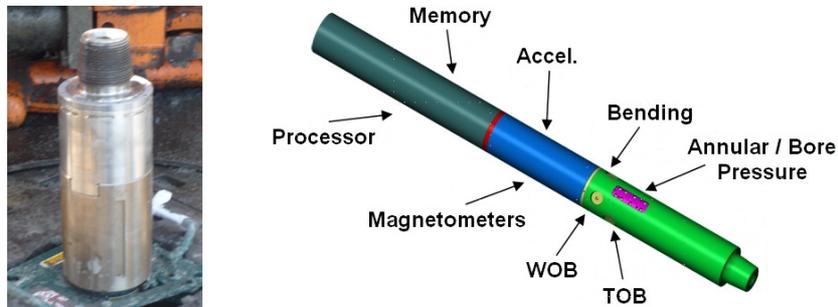


Figure 3.5: Isub de Maxwell

Les accélérations latérales et l'accélération de torsion ne sont pas mesurées directement. En effet, quatre accéléromètres centripètes sont disposés sur une section de l'Isub comme le montre la Figure 3.6. Donc on déduit les autres accélérations en utilisant les formules suivantes :

- accélération de torsion : $\frac{X_+ + X_-}{2}$
- accélération latérale 1 : $\frac{X_+ - X_-}{2}$
- accélération latérale 2 : $\frac{Y_+ - Y_-}{2}$

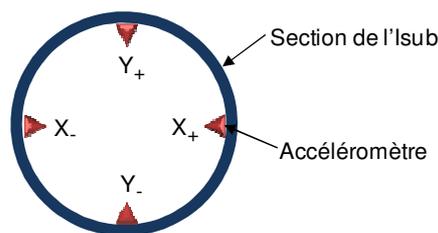


Figure 3.6: Disposition des Accéléromètres

3.2. Analyse des Mesures

Nous avons analysé les mesures dynamiques afin de déterminer les fréquences propres latérales, axiales et de torsion de la garniture de forage. En plus, nous avons tenté de détecter la présence des vibrations latérales les plus sévères et en particulier le whirling. Enfin, nous avons déterminé à partir des mesures une loi empirique de comportement de l'outil de forage qui relie le poids et le couple sur l'outil à la vitesse de pénétration de l'outil dans la roche (exprimée en pénétration par tour).

3.2.1. Fréquences Propres

Pour évaluer expérimentalement les fréquences propres, on se base sur les mesures des accélérations dont on calcule le spectre via la transformée de Fourier rapide (FFT¹¹). Quand on calcule le spectre, il y a certainement des fréquences autres que les fréquences propres qui apparaissent, il s'agit des fréquences d'excitation, des fréquences de whirling ou bien du bruit. En plus, il est pratiquement impossible que toutes les fréquences propres apparaissent dans un seul spectre. Il est nécessaire donc de calculer le spectre pour différentes étapes du processus de forage c'est-à-dire pour différentes vitesses de rotation et différents poids sur l'outil. Ensuite, la comparaison des différents spectres permet de déterminer les fréquences propres.

La Figure 3.7 montre une étape du forage qui dure 300 s. Durant cette étape la vitesse de rotation est de 55 RPM en moyenne, le poids sur l'outil est voisin de 40 kN et le couple sur l'outil varie entre 1500 et 2500 Nm. L'accélération latérale varie entre 0.2 et -0.2 g (2 ms^{-2} et -2 ms^{-2}), l'accélération axiale est de l'ordre de -1 g alors que l'accélération de torsion évolue autour de 0.25 g.

Le spectre de chaque accélération est présenté sur la Figure 3.8. On note l'existence de plusieurs pics pour chaque spectre que l'on attribue aux pics de fréquences propres (f_p), pics de fréquences d'excitations (ω) et pics de fréquences de couplage entre les modes de vibration (f_c). Par exemple, on note une fréquence propre axiale de 6 Hz que l'on identifie aussi au niveau du spectre de l'accélération de torsion mais en amplitude plus faible, il s'agit donc d'une fréquence de couplage axial-torsion.

La fréquence d'excitation qui est facilement identifiable sur les spectres est la vitesse de rotation des tiges (ω). En effet on a un large pic sur le spectre de l'accélération latérale à une fréquence légèrement inférieure à 1Hz, ce qui correspond à la vitesse de rotation $\omega=55$ RPM. Un autre pic d'amplitude plus faible apparait à une fréquence qui correspond à 2ω .

¹¹ Fast Fourier Transform

Des fréquences multiples de la vitesse de rotation ω , 2ω et 3ω sont observées sur le spectre de l'accélération de torsion.

Les pics correspondant à une fréquence d'excitation sont pointus alors que les pics correspondant à une fréquence propre ou une fréquence de couplage sont plus large à cause de l'amortissement. Cet effet a été déjà observé sur des données de chantier (Besaisow et al., 1988).

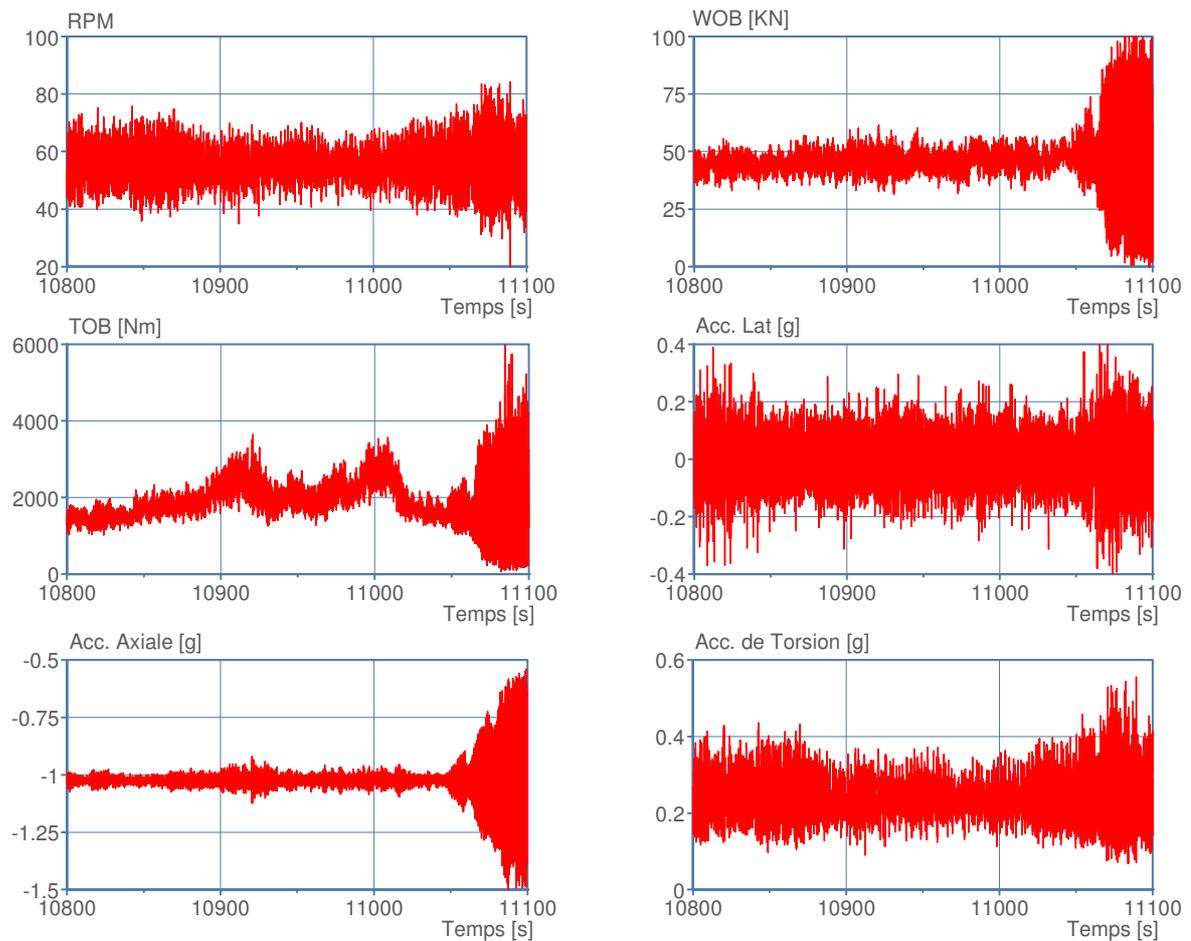


Figure 3.7: Mesures en Cours de Forage

Dans le Tableau 3.1 on présente les fréquences propres obtenues suite à une comparaison de plusieurs spectres. Il est évident que ces fréquences concernent tout le train de tige de la surface au fond. Pour éviter le phénomène de résonance il est impératif que la vitesse de rotation ne soit pas égale à l'une de ces fréquences propres, ce sont donc les vitesses de rotation critiques à éviter au cours du forage. Déterminer ces fréquences présente un intérêt pratique dans le cadre de ce chapitre, c'est un moyen pour valider les résultats de nos calculs théoriques.

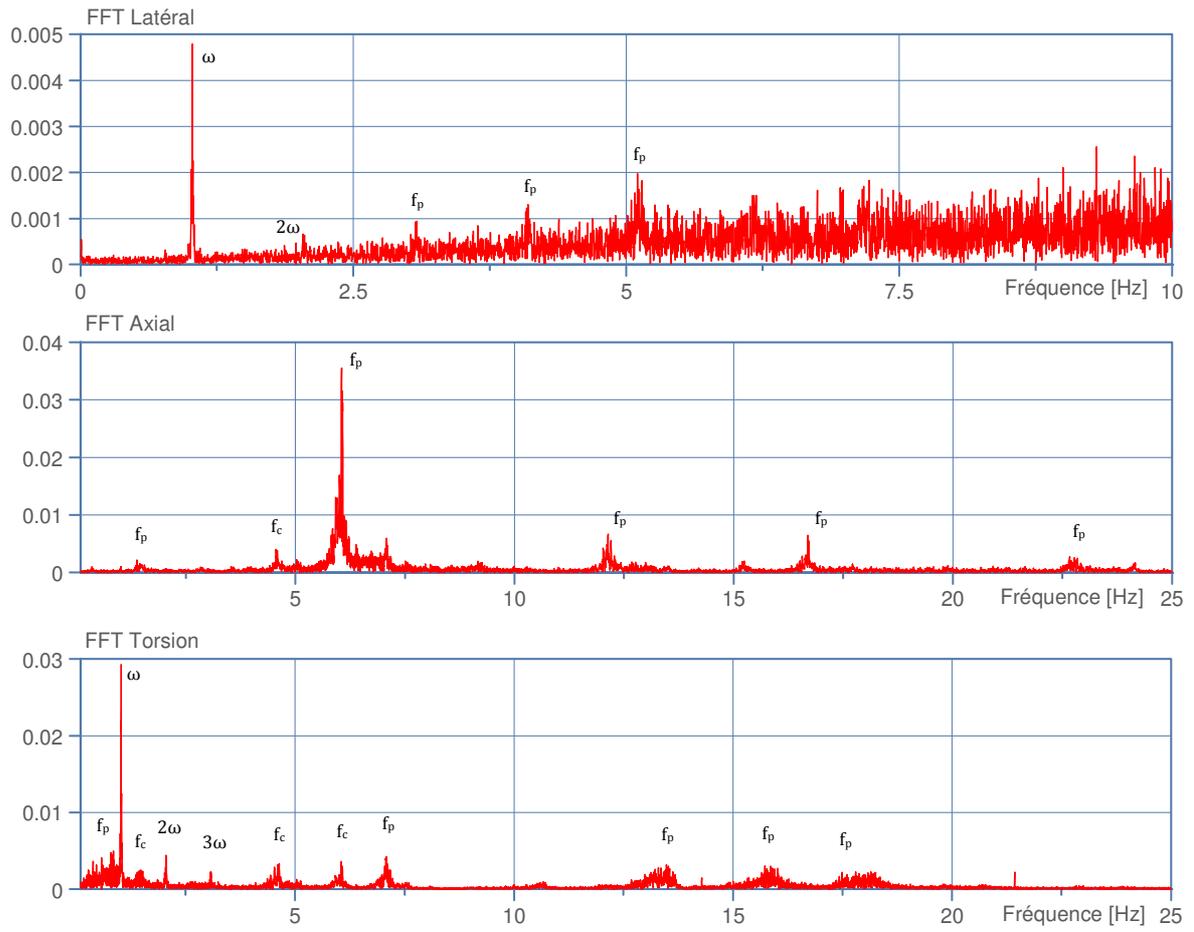


Figure 3.8: FFT des Accélérations Latérales, Axiales et de Torsion

Remarque : la présence du bruit au niveau de l'accélération latérale ne facilite pas l'identification des fréquences propres. En général, on est amené à concevoir des filtres pour supprimer l'effet de ce bruit.

Tableau 3.1: Tableau Récapitulatif des Fréquences Propres

Latéral	Axial	Torsion
0.78	1.36	0.49
2.69	5.97	2.99
3.99	12.23	7.10
5.27	17.17	9.29
8.29	22.72	13.23
*	*	15.45
*	*	17.59

3.2.2. Détection des Vibrations Sévères

Pour détecter la présence des vibrations de torsion sévères, on calcule un certain indice de vibration à partir des mesures de terrain (Desmette et al., 2005). Dans cette logique, un indice de vibrations de torsion a été proposé par Macpherson (2010) :

$$SS_i = \frac{\max(RPM) - \min(RPM)}{2 \cdot \text{moyenne}(RPM)}$$

Si l'indice SS_i dépasse 1 alors les vibrations de torsion sont considérées comme sévères (phénomène de stick-slip), et si l'indice tend vers 0 alors on peut dire que les vibrations de torsion sont inexistantes (Figure 3.9).

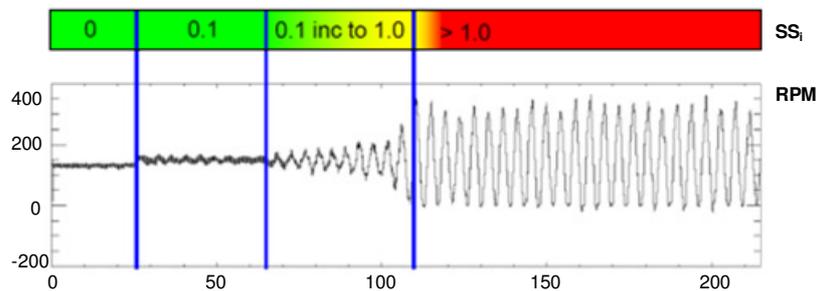


Figure 3.9: Indice de Stick-slip (Macpherson, 2010)

Un indice similaire est proposé pour les vibrations axiales, il suffit de remplacer la vitesse de rotation par le poids sur l'outil dans l'expression de l'indice SS_i , on a donc :

$$BB_i = \frac{\max(WOB) - \min(WOB)}{2 \cdot \text{moyenne}(WOB)}$$

Si l'indice BB_i dépasse 1 alors les vibrations axiales sont considérées comme sévères (phénomène de bit-bounce), et si l'indice tend vers 0 alors les vibrations axiales sont quasiment inexistantes.

En ce qui concerne les vibrations latérales et le whirling, on calcule le rapport de la moyenne des accélérations latérales et la moyenne de l'une des accélérations centripètes (X_+, X_-, Y_+, Y_-) :

$$W_i = \frac{\text{moyenne}(\text{Accélération Latéral})}{\text{moyenne}(\text{Accélération Centripète})}$$

Si l'accélération centripète l'emporte alors l'indice de whirling W_i tend vers 0 et si l'accélération latérale l'emporte alors cet indice tend vers 1. On peut avoir des accélérations latérales élevées sans qu'il y ait des vibrations de whirling, c'est pour cette raison que l'on divise par la moyenne d'une accélération centripète pour calculer l'indice W_i .

A partir des mesures du puits test dont on dispose, on va étudier deux situations différentes pour mettre en évidence la présence de vibrations sévères et en particulier le whirling.

- **Situation 1**

Sur la Figure 3.10, on présente certaines mesures sur une durée de 900 s. Il s'agit de la vitesse de rotation, le poids sur l'outil, le couple sur l'outil, l'accélération latérale et les trois indices de vibration. Aux alentours de $t=15200$ s on remarque que la vitesse de rotation augmente considérablement par rapport à sa valeur moyenne (76 RPM), le poids sur l'outil présente aussi les mêmes signes.

Quant aux indices de vibrations sévères, l'indice BB_i dépasse 1 et l'indice SS_i est égal à 0.6 environ. On déduit alors que l'on a essentiellement des vibrations axiales sévères de type bit-bounce sans qu'il y ait des vibrations de torsion très sévères. L'indice de whirling reste relativement faible et ne dépasse pas 0.2 même si les vibrations latérales atteignent 1.5 g par moment. Une autre phase de stick-slip de sévérité moyenne est initiée à $t=15340$ s. On remarque l'augmentation de la vitesse de rotation et du couple sur l'outil à cet instant alors que le poids sur l'outil et l'accélération latérale restent insensibles à ces variations.

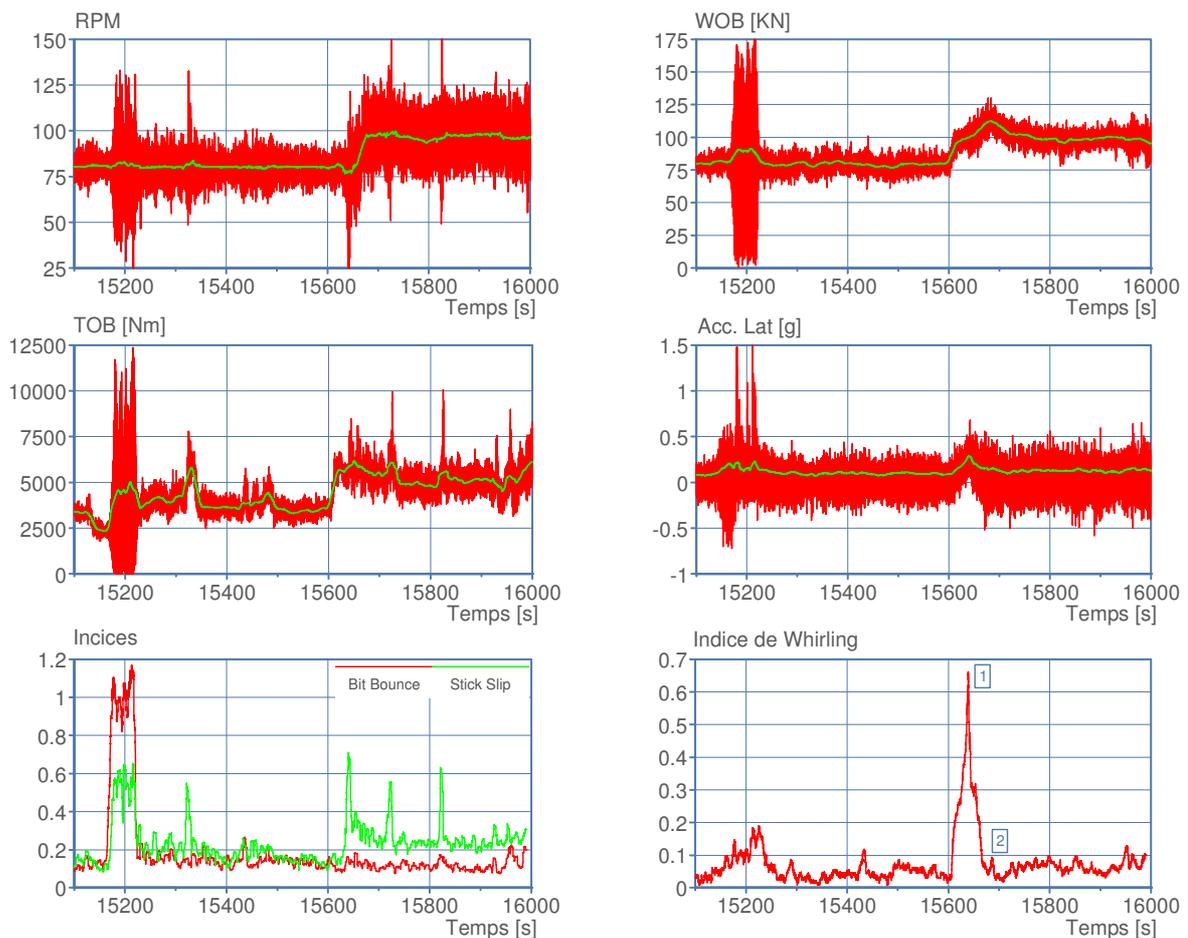


Figure 3.10: Détection des Vibrations Sévères, Situation 1

Entre $t=15600$ s et $t=15700$ s l'indice de whirling augmente considérablement et dépasse 0.6, dans le même intervalle, l'indice BB_i est très faible alors que l'indice SS_i présente 2 pics ponctuels. On ne peut pas attribuer cette phase de whirling à la seule augmentation du poids sur l'outil parce que la vitesse de rotation a augmenté également au début de cet intervalle. On s'intéresse de près à cet intervalle pour mieux étudier la phase de whirling détectée. Pour cela on représente les moments de flexion dans les directions latérales l'un en fonction de l'autre, cette technique a été utilisée par Shyu (1989).

Deux phases différentes de whirling sont représentées sur la Figure 3.10. La première phase correspond au pic n°1 sur cette figure alors que la deuxième phase correspond au pic n°2 sur la même figure. Dans les deux cas, il s'agit d'un simple forward whirling. Pour calculer la vitesse de whirling (Ω), il faut calculer le déphasage (φ) entre les moments de flexions orthogonaux représentés sur la Figure 3.11. Sachant que les mesures des moments de flexions sont faites par des jauges qui sont en rotation avec la tige, il faut retrancher la vitesse de rotation (ω) pour trouver la vitesse de whirling (Shyu, 1989), on a alors :

$$\Omega = \omega - \frac{d\varphi}{dt}$$

Pour la phase 1 de whirling, on trouve une vitesse de whirling $\Omega \approx 11$ rads⁻¹, soit 105 RPM environ, qui est légèrement supérieure à la vitesse de rotation $\omega \approx 90$ RPM (Figure 3.11). Mais pour la phase 2, la vitesse de whirling diminue pour atteindre environ 10 rads⁻¹, soit 95 RPM environ, donc on peut dire que l'on a un forward whirling synchrone dans ce cas.

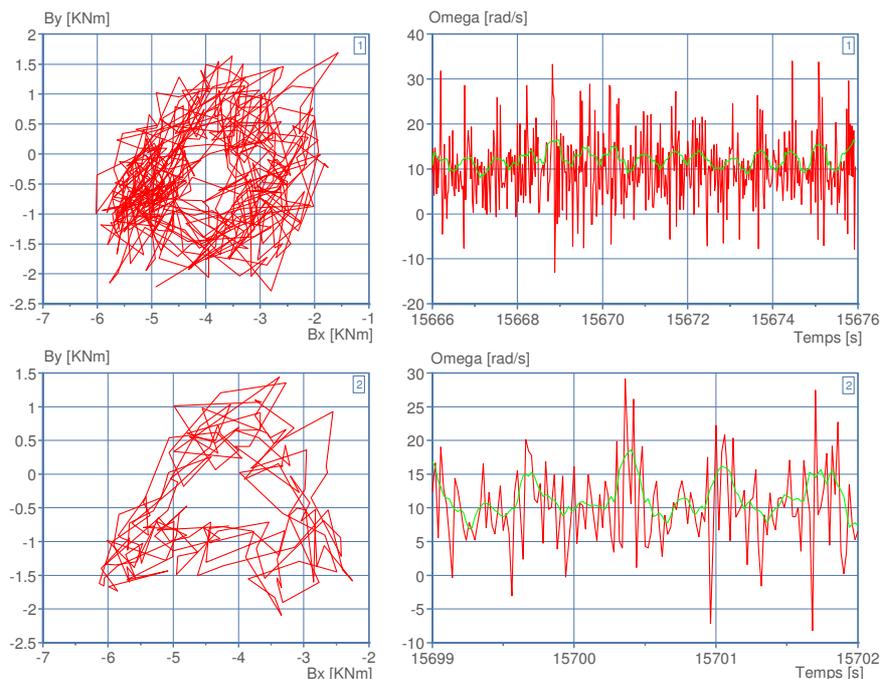


Figure 3.11: Forward Whirling, Situation 1

• Situation 2

Comme pour la situation 1, ici on présente certaines mesures expérimentales pour une durée de 1000 s environ (Figure 3.12). L'indice BB_i est inférieur à 0.2 pour toute la période. Donc les vibrations axiales de type bit-bounce sont négligeables ici. Concernant les vibrations de torsion, l'indice SS_i reste inférieur à 0.4 jusqu'à $t=12600$ s où on augmente le poids sur l'outil et donc le couple sur l'outil. Dans ce cas, des vibrations de torsion apparaissent mais ne sont pas sévères.

Aux alentours de $t=12000$ s, on augmente la vitesse de rotation et le poids sur l'outil. Il en résulte un pic au niveau de l'indice de whirling (pic n°1). Le pic atteint 0.2 comme valeur maximale. Donc le whirling n'est pas assez sévère (Figure 3.12). Le pic n°2 est aussi faible et est dû à une légère augmentation du poids sur l'outil. Sur la Figure 3.13 on représente les moments de flexion dans le plan orbital ainsi que les vitesses de whirling pour les phases 1 et 2. Dans les deux cas, on a un forward whirling mais avec une vitesse de whirling différente. En effet, dans la phase 2 la vitesse de whirling (95 RPM) est plus élevée que celle de la phase 1 (72 RPM). On en déduit que pendant la phase 1, la tige roule et glisse en même temps sur la paroi du puits.

Entre $t=12300$ s et $t=12400$ s, l'indice de whirling augmente pour atteindre 0.4 et il reste élevé sur tout l'intervalle, c'est la phase 3 sur la Figure 3.14. Pendant cette phase on a un backward whirling (Figure 3.14) avec une vitesse moyenne d'environ 65 RPM (en valeur absolue). La vitesse de whirling est légèrement supérieure à la vitesse de rotation moyenne qui est de l'ordre de 60 RPM pendant cette phase. D'après Spanos et al. (2003), deux cas se présentent :

- si $\Omega = \left| \frac{R_e}{J} \omega \right|$ alors on n'a pas de glissement pendant la phase de backward ;
- si $\Omega > \left| \frac{R_e}{J} \omega \right|$ alors on a du glissement pendant la phase de backward.

Avec R_e , le rayon extérieur de la tige et J le jeu tige-formation.

Dans notre cas, le rapport $\frac{R_e}{J} = 1.09$ soit donc $\frac{R_e}{J} \omega = 61$ RPM, on en déduit alors que c'est le deuxième cas qui est vérifié ici et on a un backward whirling avec un léger glissement de la tige sur la paroi du puits.

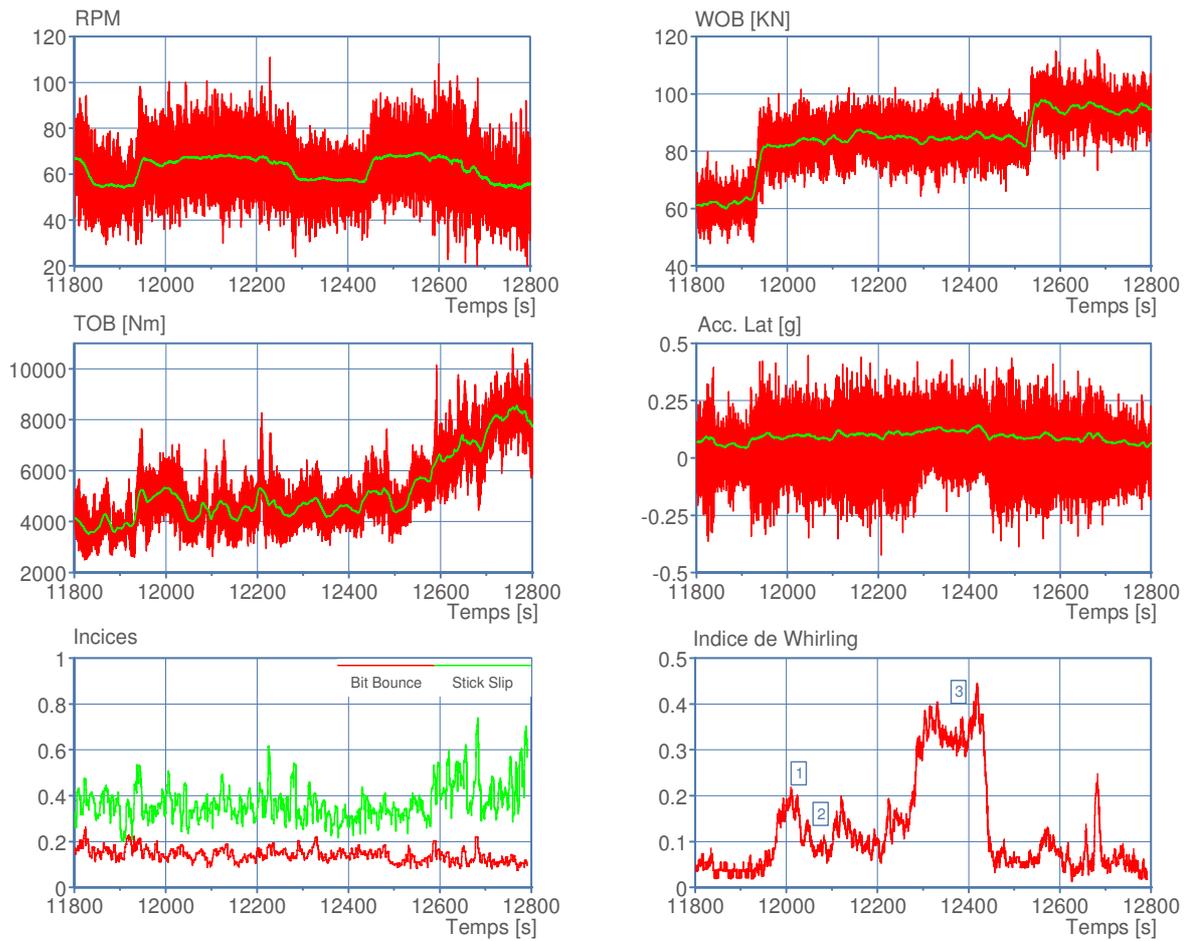


Figure 3.12: Détection des Vibrations Sévères, Situation 2

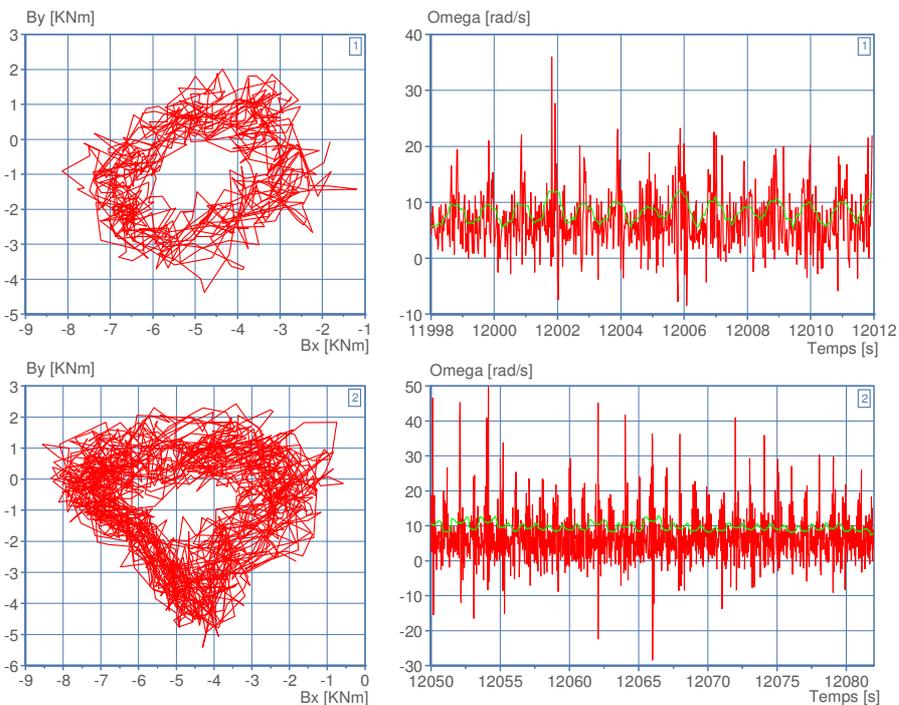


Figure 3.13: Forward Whirling, Situation 2

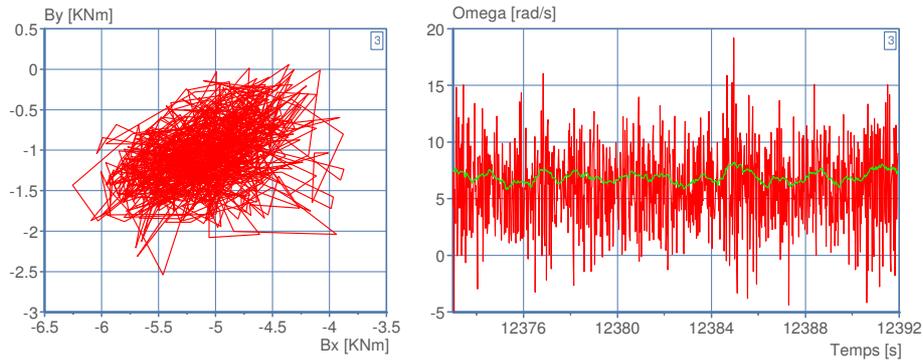


Figure 3.14: Backward Whirling, Situation 2

3.2.3. Comportement de l'outil

Le but ici est de déterminer une loi expérimentale de comportement de l'outil de forage. Elle permettra de relier le poids et le couple sur l'outil et la profondeur de coupe (DOC¹²) qui n'est autre que l'enfoncement de l'outil dans la roche par révolution. Cette loi de comportement caractérise l'interaction outil-roche.

L'analyse des mesures nous a permis d'établir des relations entre le poids sur l'outil d'une part (Figure 3.15) et le couple sur l'outil d'autre part (Figure 3.16) en fonction de la

profondeur de coupe DOC donnée par $DOC = \frac{ROP}{RPM}$ (exprimée en mm/rév). Ces relations peuvent être traduites par les équations suivantes :

$$WOB = C_1 * DOC + WOB_0$$

$$TOB = C_2 * DOC + TOB_0$$

Le choix de la variable DOC pour représenter l'évolution du poids et du couple sur l'outil permet de prendre en compte simultanément la vitesse de pénétration (ROP) et la vitesse de rotation (RPM).

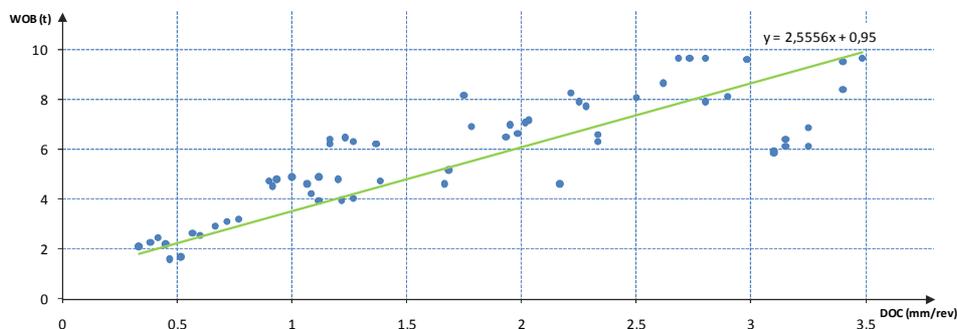


Figure 3.15: Poids sur l'outil Expérimental

¹² Depth Of Cut

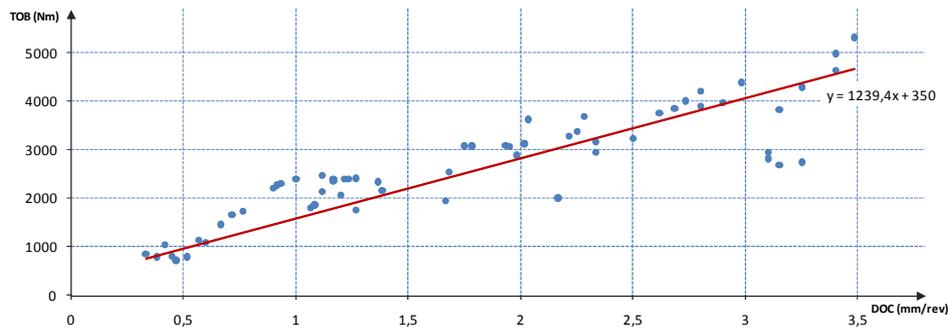


Figure 3.16: Couple sur l'outil Expérimental

Les constantes caractéristiques C_1 , C_2 , WOB_0 et TOB_0 sont déterminées à partir des courbes des Figures 3.15 et 3.16 :

$C_1=2.55$ tonne/(mm/rev) et $C_2=1239.4$ Nm/(mm/rev),

$WOB_0=0.95$ tonne et $TOB_0=350$ Nm.

Connaître ces deux équations caractéristiques de l'outil est très utile pour réaliser les simulations dynamiques de la BHA. Ces équations représentent les conditions aux limites au niveau de l'outil de forage.

3.3. Etude Théorique de la BHA

Le but de cette étude est de simuler le comportement dynamique de la garniture pour retrouver en premier lieu certains résultats de l'étude expérimentale et étendre par la suite ces résultats à des situations non envisagées par l'expérimentation. Pour simuler la dynamique de la garniture, on se limite à la BHA où se produit l'essentiel des vibrations. Nous présenterons tout d'abord les mécanismes d'excitations et les conditions aux limites nécessaires pour réaliser les simulations. Ensuite, nous présenterons les solutions dynamiques dans le cadre d'un calcul déterministe puis non déterministe en introduisant une incertitude dans certains paramètres de forage.

3.3.1. Mécanismes d'excitations

La réponse dynamique de la BHA dépend étroitement de la position du point d'application des sollicitations. On peut appliquer un effort (ou une condition aux limites) au niveau de l'outil, de la surface ou bien au niveau des stabilisateurs (Payne, 1992). D'après Jogi et al. (2002), les sollicitations de la BHA pourraient provenir des sources suivantes :

- les interactions outil-formation et stabilisateurs-formation ;
- les irrégularités géométriques du trou ;
- la forme des stabilisateurs (nombre de lames, dimensions...) ;
- les équipements de fond tels que les moteurs à boue.

Les mécanismes d'excitation des vibrations latérales et axiales agissent essentiellement au niveau de la BHA alors que les mécanismes d'excitation des vibrations de torsion agissent sur toute la garniture à cause des impacts (Paslay et al., 1992).

L'excitation se propage tout au long de la garniture même si elle se produit au niveau de la BHA ou au niveau de l'outil (Paslay et al., 1992). Différents mécanismes d'excitation sont identifiés par Besaisow et al. (1988) et présentés dans le Tableau 3.2. On distingue deux types d'excitations : les excitations primaires et les excitations secondaires qui se produisent à cause des mécanismes de couplage entre les modes. Les fréquences des mécanismes d'excitation sont présentées sous forme de multiple de la fréquence de rotation notée ω .

Tableau 3.2: Mécanismes d'excitation Primaires et Secondaires (Besaisow et al., 1988)

Mécanisme d'excitation	Excitation primaire	Excitation secondaire
Flexion de la tige Déséquilibre de masse	$1x\omega$ latéral	$2x\omega$ latéral, $2x\omega$ axial $2x\omega$ torsion
Non-alignement	$1x\omega$ latéral, $2x\omega$ latéral	$2x\omega$ axial, $2x\omega$ torsion
Outil tricône	$3x\omega$ axial	$\frac{3}{2}x\omega$ latéral $3x\omega$ torsion
Formation très souple Faible poids sur l'outil	1, 2, 3, 4 et 5 x ω latéral, axial et torsion	
Backward whirling	$\frac{R_p}{J} \omega$ latéral $\frac{R_e}{J} \omega$ latéral	$2 \frac{R_p}{J} \omega$ axial $2 \frac{R_e}{J} \omega$ torsion $2 \frac{R_e}{J} \omega$ axial $2 \frac{R_e}{J} \omega$ torsion
Forward whirling	les harmoniques de ω ($1x\omega$, $2x\omega$, $3x\omega$) latéral	les harmoniques de ω axial, torsion

La Figure 3.17 récapitule la répartition des fréquences d'excitation et des fréquences de la réponse dynamique de la BHA. On remarque que les fréquences d'excitation sont

essentiellement entre 0.5 et 10 Hz alors que les fréquences de la réponse dynamique sont surtout entre 1 et 30 Hz sauf pour le stick-slip caractérisé par une fréquence faible (de l'ordre de 0.1 Hz).

Comme signalé précédemment, l'excentricité de la tige, due à un non-alignement ou à un déséquilibre de masse engendrés par la présence d'équipements de mesure ou l'usure excessive de la tige suite à une utilisation antérieure, représente le principal mécanisme d'excitation pour le phénomène de whirling (Chevallier, 2001). Cette excentricité n'étant pas facilement quantifiable, pour la représenter on considère une force aléatoire (Rey, 1983).

L'interaction outil-formation a un effet considérable sur le comportement dynamique de la BHA. Ce type d'interaction dépend de l'outil utilisé. L'outil tricône génère surtout des vibrations axiales sévères à une fréquence égale à 3ω alors que l'outil PDC génère surtout des vibrations de type whirling (Chevallier, 2001). Les deux outils couplent les vibrations axiales et les vibrations de torsion à travers la relation poids-couple sur l'outil.

Au cours de nos simulations, on fixe une excentricité de l'ordre de 2-3 mm pour l'excitation des vibrations latérales. Pour représenter l'action de l'outil de forage on utilise la loi de comportement présentée dans le paragraphe 3.2.3. Les déplacements latéraux sont maintenus nuls.

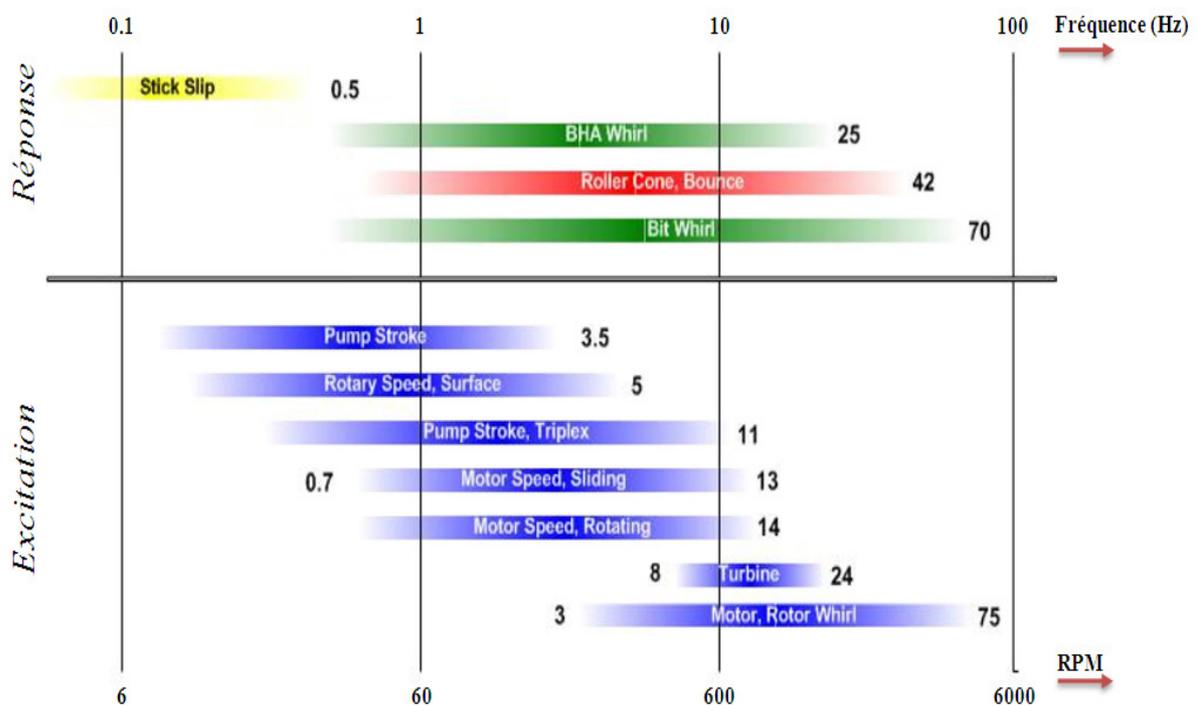


Figure 3.17: Fréquences d'excitation et de Réponse de la BHA (Reckmann et al., 2010)

3.3.2. Conditions aux Limites

La résolution des équations de mouvement nécessite de spécifier des conditions aux limites aux deux extrémités de la BHA et au niveau des stabilisateurs. Concernant l'outil, certains modèles adoptent une liaison libre (Chevallier, 2001) alors que d'autres modèles introduisent des excitations axiales et de torsion (Aminfar, 2008). La liaison rotule est souvent adoptée, donc seul le déplacement latéral de l'outil est empêché. En revanche, rares sont les modèles où on considère un vrai modèle de coupe et une vraie géométrie de l'outil comme Huang (2004). Dans ce cas le temps de calcul est nettement supérieur à celui d'un modèle simplifié.

En surface, on utilise souvent une liaison d'encastrement (Chevallier, 2001) et pour les stabilisateurs on utilise généralement une liaison d'appui simple (Paslay et al., 1992). Les liaisons d'appuis simples ont l'avantage d'empêcher le déplacement latéral mais pas la flexion de la tige. Dans le modèle de Jansen (1993), les stabilisateurs sont assimilés à des roulements et ils sont en contact permanent avec le puits. Dans ce cas, les paramètres importants sont le jeu et le frottement stabilisateur-formation que Jansen (1993) considère comme responsables du whirling. Cependant, Jogi et al. (2002) n'adoptent le contact continu stabilisateur-formation que si le stabilisateur est de type « full gage » c'est-à-dire que le diamètre extérieur du stabilisateur est égale au diamètre du puits. Si le diamètre du stabilisateur est inférieur à celui du trou (stabilisateur « under gage ») alors le contact stabilisateur pourrait être déterminé à partir du calcul statique. En revanche, si le type de contact stabilisateur-formation ne peut être déterminé avec précision alors il faut deviner les meilleures conditions aux limites en se basant sur des expériences. Il y a des modèles encore plus poussés pour les stabilisateurs, par exemple Baird et al. (1985) considèrent le nombre de lames des stabilisateurs et leur disposition géométrique (droite ou spirale). Mais un tel modèle demande beaucoup de ressources de calcul.

Dans la BHA étudiée ici, les deux stabilisateurs sont de type « full gage » donc en contact continu avec le puits. On a adopté des appuis simples aux extrémités des stabilisateurs tel que présenté sur la Figure 3.18. On fait tourner la BHA à une vitesse de rotation donnée et on la pousse à avancer en même temps en imposant un taux de pénétration donné. La vitesse de rotation et le taux de pénétration évoluent suivant un historique donné, ainsi ils peuvent être constants, de forme sinusoïdale ou selon une fonction quelconque du temps.

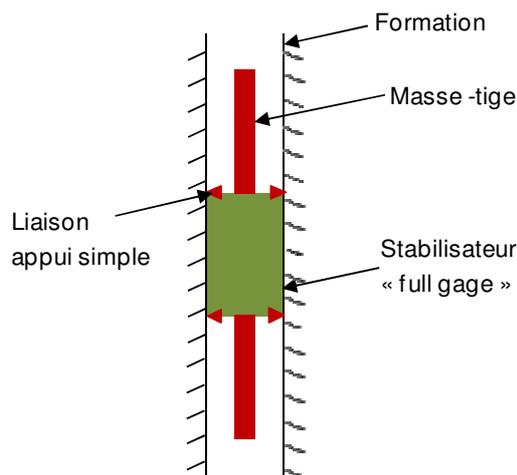


Figure 3.18: Modèle de Stabilisateur « full gage »

3.3.3. Solution Statique

La solution statique est souvent utilisée pour déterminer les conditions de contact au niveau des stabilisateurs ou bien pour localiser le point tangent et déterminer la longueur effective des tiges qu'il faut considérer dans les simulations. Nous utilisons la solution statique comme condition initiale pour le calcul dynamique, au lieu de prendre une tige initialement située sur l'axe du puits. Ce calcul statique est donc nécessaire pour réduire le temps des calculs.

La Figure 3.19 représente les résultats du calcul statique de la BHA utilisée à Catoosa et ce pour un poids sur l'outil de 4 tonnes et une vitesse de rotation de 110 RPM. Le déplacement latéral est nul au niveau des deux stabilisateurs situés aux profondeurs de 96.5 et 111 m. Entre 50 et 75 m la BHA est en contact continu avec la formation, ainsi la force de contact est non nulle sur cet intervalle. Sur l'intervalle [0, 45 m] le déplacement latéral augmente car le jeu tige-formation augmente, avec un seul point de contact correspondant au pic de force de 1250 N.

Remarque : le vecteur déplacement latéral est projeté sur un repère dont le premier axe (lat1) est l'axe x et le second (lat2) est l'axe y (cf. Figure 2.1).

Le couple de torsion vaut 1580 Nm au niveau de l'outil, c'est le couple correspondant à un poids sur l'outil de 4 tonnes selon la loi de comportement déterminée précédemment. Le couple ne subit pas beaucoup de variation sur toute la longueur de la BHA sauf aux points de contact au niveau desquels un couple supplémentaire vient s'ajouter au couple initial. L'effort axial atteint environ 5 tonnes en surface, il passe d'une valeur négative au niveau de l'outil de forage (compression) à une valeur positive en surface (traction) avant de s'annuler à un point particulier qui n'est autre que le point neutre. La position de ce point neutre est

très importante en forage, il faut en effet que ce point soit situé au niveau des masse-tiges. Dans ce cas, il se situe à environ 79 m de la surface, donc au niveau des masse-tiges. On note un changement de pente pour l'effort axial à partir d'une profondeur de 50 m, ceci correspond à la transition tiges – masse-tiges.

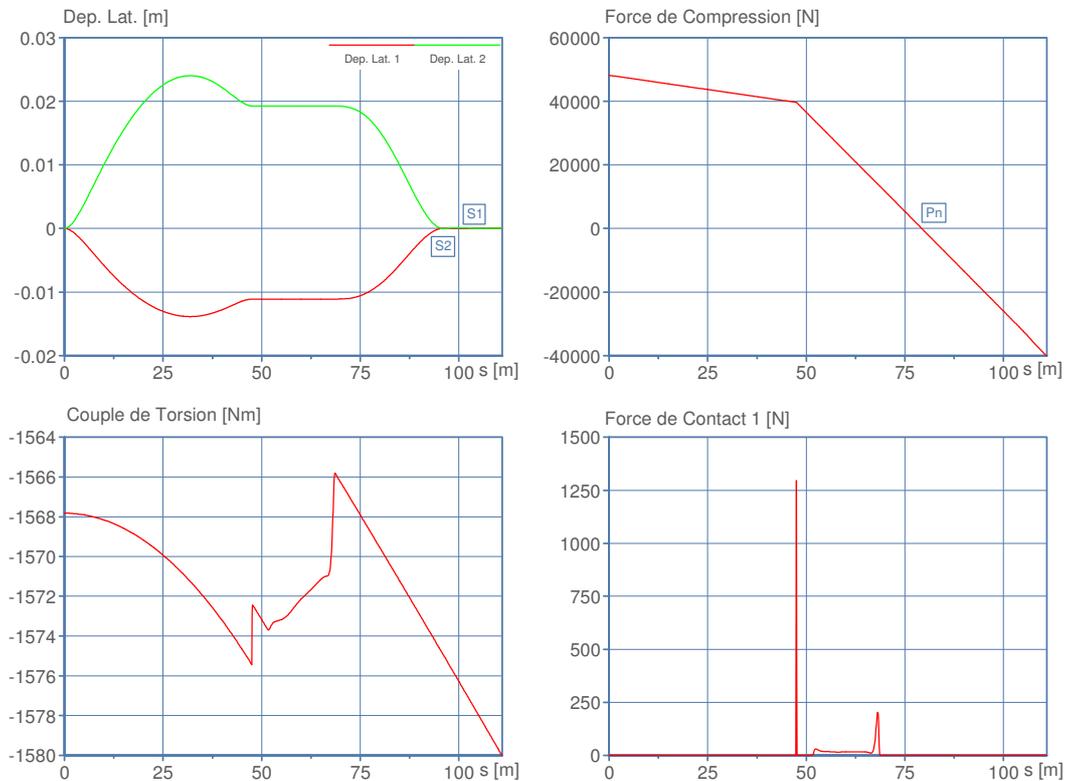


Figure 3.19: Solution Statique (WOB=4 tonnes, $\omega=110$ RPM)

3.3.4. Solution Dynamique

La solution statique présentée plus haut est utilisée comme condition initiale de la simulation dynamique pour laquelle la vitesse de rotation et le taux de pénétration sont supposés constants. Un historique donné de la profondeur de coupe (DOC) est imposé au niveau de l'outil, ce qui se traduit par un historique du poids et du couple sur l'outil grâce à la loi de comportement de l'outil.

3.3.4.1. Vibrations et Efforts Axiaux

On considère une excitation harmonique pour la profondeur de coupe. Dans ce cas, la Figure 3.20 représente les résultats d'un calcul dynamique pour une section située à une profondeur de 83 m. Les accélérations latérales restent le plus souvent comprises entre -2 et 2 ms^{-2} mais elles peuvent atteindre des valeurs plus élevées à cause des impacts tige-formation. Les accélérations axiales et de torsion sont uniformes et harmoniques dans la mesure où le poids et le couple sur l'outil imposés sont de même nature. Rappelons qu'ici la

dynamique axiale et la dynamique de torsion sont imposées (excitation) et la réponse dynamique en latérale est calculée via le couplage des modes de vibration à l'outil. La réponse latérale dépend également de la force d'inertie et des éventuels impacts tige-formation.

Le couple de torsion à la section étudiée varie entre -1900 et -1200 Nm avec une moyenne de -1581 Nm (Figure 3.20), très proche du couple de torsion statique à la même section qui est de l'ordre de -1570 Nm.

Par ailleurs, on note qu'à la section située à 83 m la force axiale varie entre -17500 et 7500 N subissant ainsi des cycles de compression-traction. La moyenne de la force axiale au niveau de cette section étudiée est -4668 N, qui est très proche de la valeur calculée en statique égale à -4674 N.

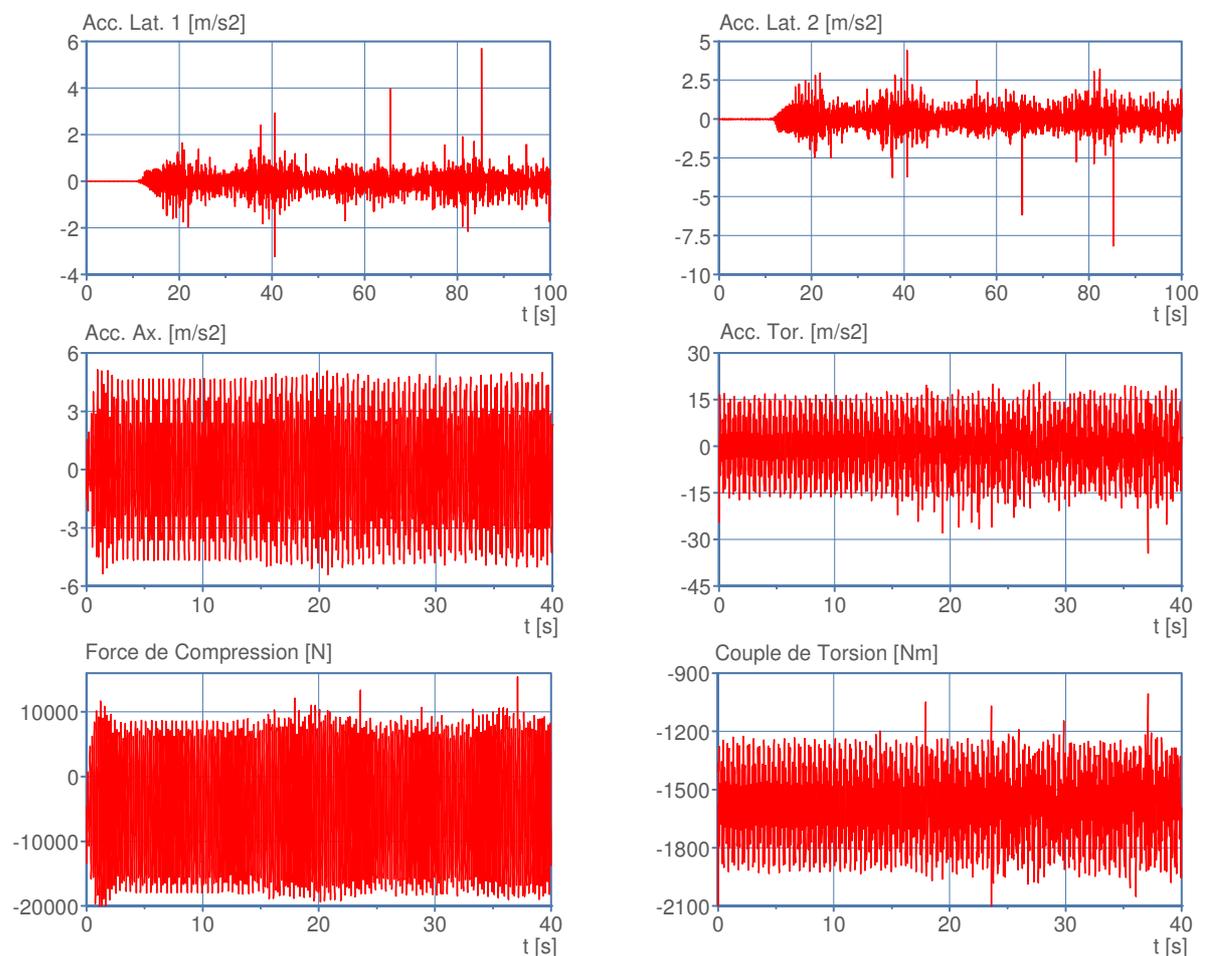


Figure 3.20: Solution Dynamique (WOB=4 tonnes, $\omega=110$ RPM)

Les calculs statiques permettent de déterminer la position du point neutre mais, cependant, cette notion perd son sens dans le cas des calculs dynamiques à cause de la variation de la force axiale. Dans ce cas, il est plus pertinent de considérer une zone de transition dans laquelle se situe la position instantanée du point neutre (Blick et al., 1989).

D'après la Figure 3.21, le point neutre est situé initialement à 79 m de la surface, c'est sa position statique. La zone de transition est large de 12 m environ, ce qui dépasse la longueur standard d'une masse-tige qui est de 9 m. On en déduit alors qu'une connexion inter-tiges sera soumise à des cycles de compression-traction ; cette situation est néfaste car les connexions représentent le point faible de la garniture.

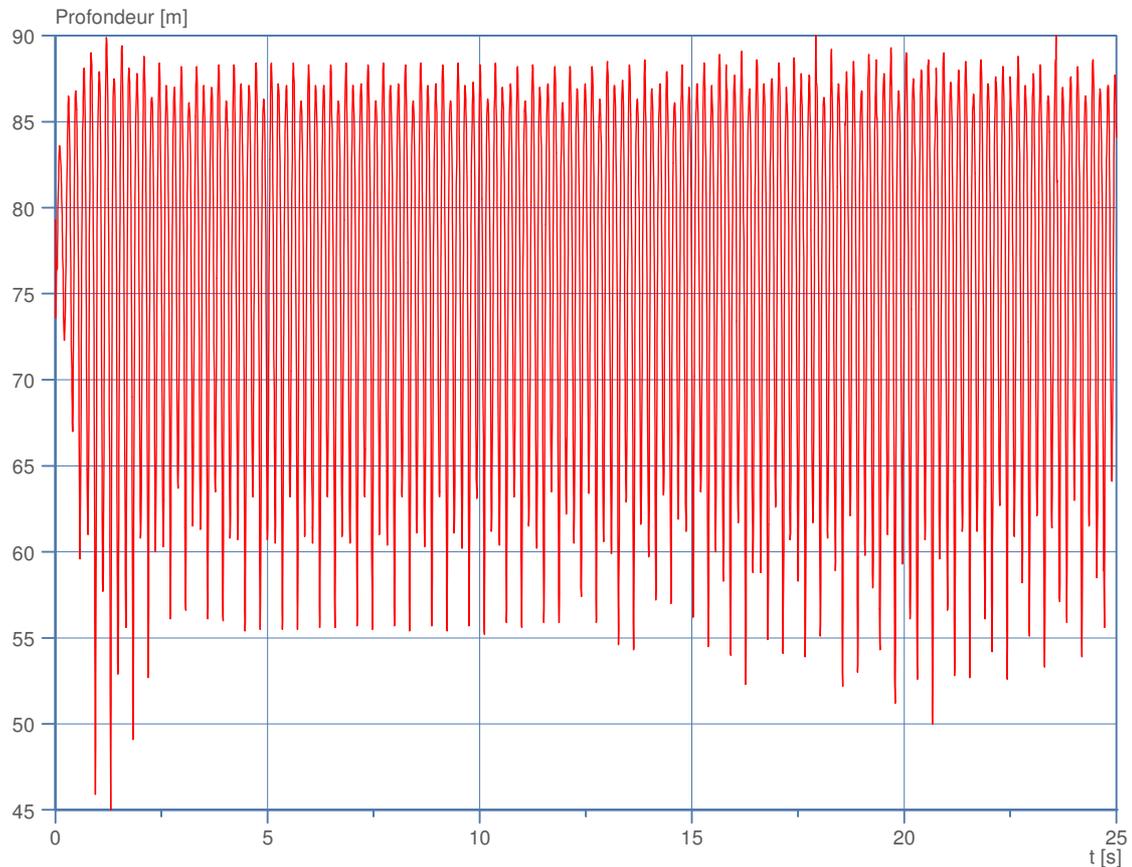


Figure 3.21: Position Dynamique du Point Neutre

3.3.4.2. Whirling et Forces de Contact

Le mouvement orbital de la section considérée précédemment est présenté sur la Figure 3.22. Il s'agit de vibrations de whirling de type « chaotique » ; ceci est dû principalement à la présence des impacts garniture-puits.

A l'instant $t=120$ s, la section impacte la paroi du puits, alors la force de contact passe instantanément de 0 à 950 N. Suite à cet impact, le contact est maintenu puisque la force de contact ne s'annule pas (Figure 3.22). A $t=535$ s, le contact est rompu mais un autre impact se produit rapidement.

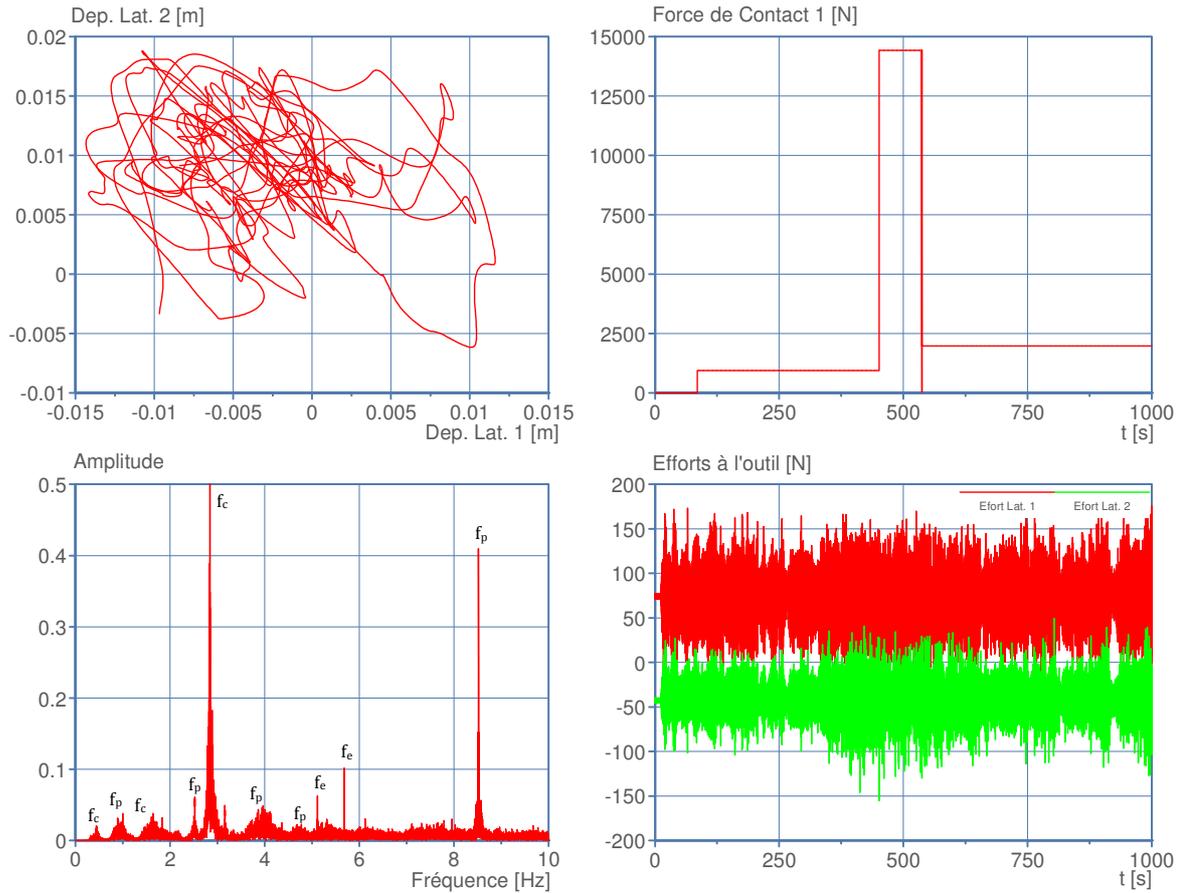


Figure 3.22: Whirling, Contact, Spectre et Efforts à l'outil (WOB=4 tonnes, $\omega=110$ RPM)

3.3.4.3. Comportement Latéral de l'outil

Les vibrations latérales et en particulier le whirling ont un effet sur le comportement latéral de l'outil comme on peut le constater sur le graphique de la Figure 3.22 donnant les efforts latéraux exercés sur l'outil de forage. Le mouvement latéral de l'outil étant empêché, il faut alors imposer une certaine force latérale pour y arriver. Les efforts latéraux sont presque constants au début et coïncident avec les valeurs statiques mais une fois que les vibrations commencent les efforts subissent des variations importantes autour des valeurs statiques. A travers ce cas particulier, on déduit que les vibrations latérales de la BHA peuvent engendrer des efforts latéraux sur l'outil de forage.

3.3.4.4. Spectres et Fréquences Propres

Pour déterminer le contenu fréquentiel des vibrations latérales, il suffit de déterminer le spectre. Le spectre d'une accélération latérale, représenté sur la Figure 3.22, indique la présence de plusieurs pics. Certains correspondent à des fréquences propres (f_p), d'autres aux fréquences d'excitation (ω et f_e) et ceux qui sont dus au couplage des modes de

vibrations (f_c). Bien évidemment, toutes les fréquences propres ne se trouvent pas sur ce spectre. Il faut déterminer plusieurs autres spectres et les comparer entre eux afin d'obtenir les fréquences recherchées.

Le calcul fréquentiel présenté sur la Figure 3.22 n'est qu'un cas particulier. Le but est de généraliser et déterminer les fréquences propres théoriques. Pour cela, on fait varier la fréquence d'excitation sur l'intervalle de fréquence [0, 10 Hz] et on relève la sévérité des vibrations latérales pour chaque fréquence d'excitation. Quand la fréquence d'excitation correspond à une fréquence propre, le phénomène de résonance se produit et la sévérité des vibrations est élevée. Il suffit donc de tracer la sévérité des vibrations en fonction de la fréquence et chercher les pics.

Remarque : dans la littérature, pour calculer les fréquences propres latérales on détermine le point-tangent avec la méthode d'analyse statique (Jogi et al., 2002), ensuite il faut trouver les conditions aux limites convenables en ce point tangent. Dans le cas présent, on ne détermine pas le point-tangent et on considère toute la BHA. En effet, on considère que le contact au niveau du point-tangent n'est pas nécessairement permanent et peut rompre ce qui rend l'analyse plus réaliste.

La Figure 3.23 présente les fréquences de résonance latérale de la BHA pour un poids sur l'outil de 3 tonnes et une vitesse de rotation de 52 RPM. On a des pics qui correspondent à des fréquences propres ($f_p = 2.34, 4.15, 5.27$ et 7.9 Hz), un pic qui correspond à la fréquence de rotation critique (ω_c) et des pics qui sont dus au couplage latéral-torsion (f_c). On remarque que la fréquence latérale fondamentale n'apparaît pas dans le spectre de cette Figure 3.23, elle est masquée par les fréquences de couplage.

Pour retrouver toutes les fréquences, la fréquence fondamentale en particulier, plusieurs calculs sont faits avec différents poids sur l'outil et différentes vitesses de rotation. Une fois toutes les fréquences sont calculées, on peut comparer les fréquences théoriques obtenues avec les simulations et les fréquences expérimentales obtenues à partir des mesures de terrain (Figure 3.24). On note que le modèle permet de déterminer les fréquences propres latérales avec une bonne précision sauf pour la dernière fréquence où l'écart avec les mesures atteint 5%. Ce résultat constitue une validation supplémentaire du modèle dynamique développé dans ce travail.

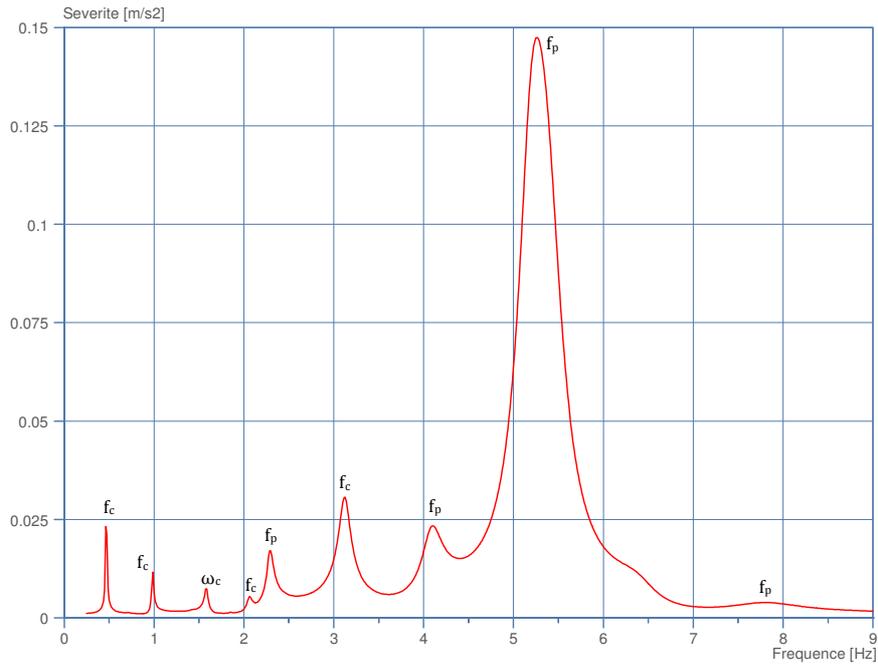


Figure 3.23: Fréquences Propres Latérales de la BHA (WOB=3 tonnes, ω =52 RPM)

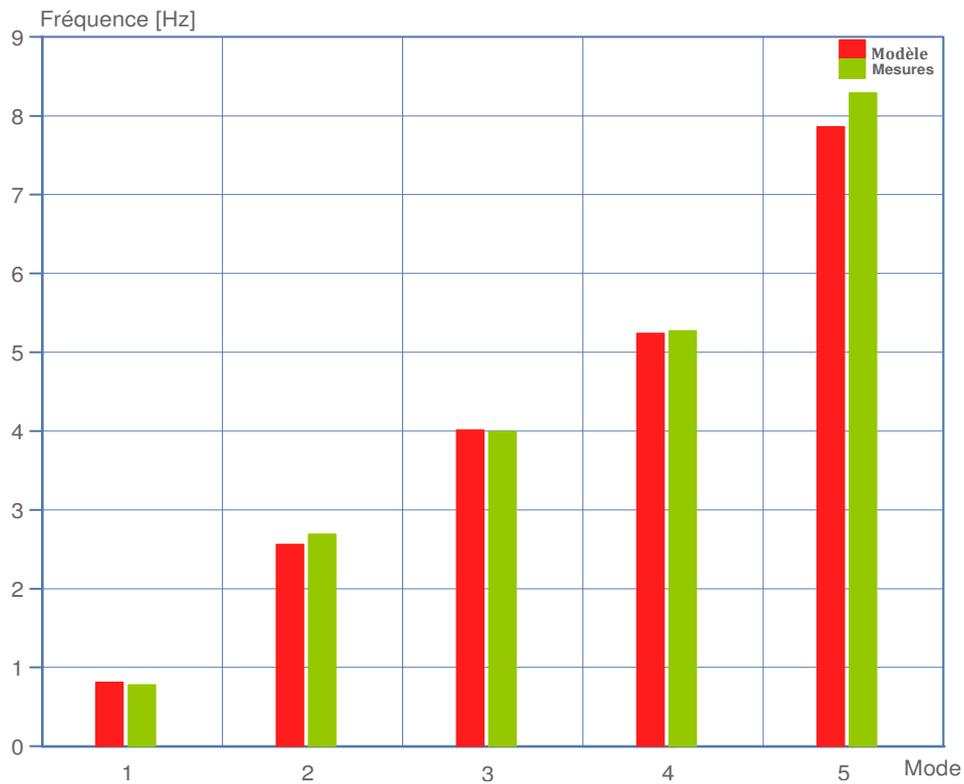


Figure 3.24: Comparaison des Fréquences Propres : Théoriques vs. Mesurées

La vitesse de rotation critique (ω_c) qui apparaît dans le spectre de la Figure 3.23 dépend du poids sur l'outil. Pour déterminer la nature de cette dépendance, on trace la sévérité des vibrations latérales en fonction du poids sur l'outil et de la vitesse de rotation (Figure 3.25).

Les zones rouges correspondent à des sévérités de vibrations latérales élevées et donc des zones de résonances. On retrouve la vitesse de rotation critique de 96 RPM pour un poids sur l'outil de 3 tonnes, ce qui vérifie le pic observé à environ 1.6 Hz sur la Figure 3.23. On remarque aussi que la vitesse critique est une fonction décroissante du poids sur l'outil. Ce résultat est bien connu dans la pratique du forage. En effet, il est admis que lorsque le poids sur l'outil augmente, la vitesse critique diminue et le risque de flambage de la garniture de forage augmente.

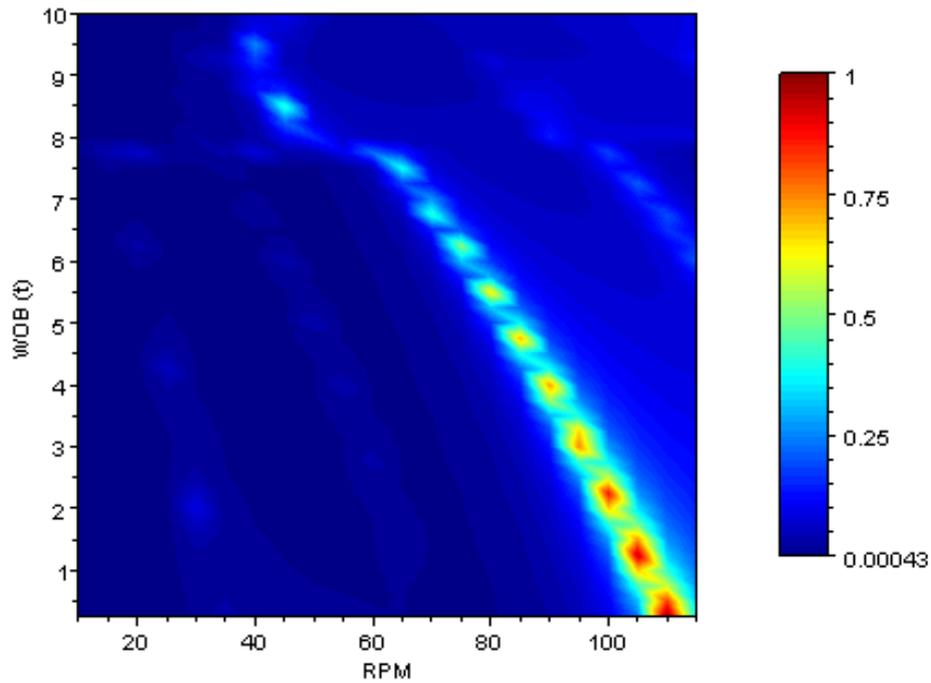


Figure 3.25: Sévérité des Vibrations Latérales, Vitesses de Rotation Critiques

Remarque : sur la Figure 3.25, la sévérité varie entre 0 et 1 car elle est normalisée par rapport à sa valeur maximale.

3.4. Etude Stochastique de la BHA

Les équations de mouvement considérées jusqu'ici sont déterministes c'est-à-dire que l'on suppose connaître tous les paramètres et toutes les variables qui entrent en jeu de façon certaine. Autrement dit, on considère des mécanismes d'excitation déterministes et on obtient par conséquent une réponse déterministe. Dans ce paragraphe, le caractère « probabiliste » n'a absolument rien à voir avec la « biologie moléculaire » ni avec la « mécanique quantique ». Si toutes les lois (conservation de la quantité de mouvement, lois de comportement des matériaux, des interactions, etc.) sont déterministes et connues, des incertitudes sur certains paramètres existent cependant. Une approche pour l'analyse de l'effet de telles incertitudes des données sur celles des résultats d'un modèle consiste à utiliser les outils mathématiques développés autour des « variables aléatoires régionalisées » (approche stochastique). On suppose donc que le mécanisme d'excitation est aléatoire et conditionne la réponse dynamique de la BHA qui devient une variable aléatoire. D'après Spanos et al. (1992), pour obtenir une réponse dynamique plus réaliste il faut utiliser une excitation aléatoire sur l'outil plutôt qu'une excitation harmonique monochromatique. Une tentative dans ce sens est faite par Skaugen (1987) qui prend une excitation aléatoire du mouvement axial de l'outil en se basant sur des données de terrain et déduit que la réponse dynamique et les pics de résonance sont différents de la réponse déterministe.

Etant donné que la dynamique de la BHA dépend étroitement du comportement de l'outil, Politis (2002) propose une excitation latérale aléatoire de la BHA en introduisant une excitation aléatoire au niveau de l'outil de forage. L'excitation proposée est sous forme d'un spectre dépendant de la nature de l'outil (PDC ou tricône) en spécifiant ainsi le contenu fréquentiel du mécanisme d'excitation. La bonne approximation du contenu fréquentiel des mécanismes d'excitation permet d'intégrer les données de terrain dans les modèles dynamiques de la BHA. Quelques techniques d'approximation ont été présentées par Chevallier (2000).

La réponse dynamique du système non-linéaires à une excitation aléatoire est calculée en deux temps. En effet, on construit la solution pour une excitation déterministe ensuite on utilise les simulations de Monte-Carlo pour déterminer la réponse à une excitation aléatoire. La même technique était utilisée par Chevallier (2000) qui considère que le problème stochastique peut être assimilé à une infinité de problèmes déterministes ; donc on peut déterminer la solution stochastique si l'on calcule pour chaque valeur de la variable aléatoire la solution déterministe correspondante. En pratique, on se limite à un certain nombre de simulations pour que la méthode de Monte-Carlo donne des résultats fiables.

Pour Chevallier (2000), il suffit de faire 500 simulations alors que Spanos et al. (2002) se contente uniquement de 300 simulations.

Avant de réaliser les simulations de Monte-Carlo, il faut quantifier l'incertitude avec la théorie de probabilité c'est-à-dire construire un modèle stochastique pour les variables aléatoires utilisées. On détermine la densité de probabilité de chaque variable aléatoire en se basant sur des mesures et des observations de terrain (Chevallier, 2000). Ce dernier a utilisé une densité de probabilité gaussienne centrée pour décrire les mécanismes d'excitation aléatoires. Ritto et al. (2010) considèrent que le poids au corchet est une variable aléatoire et utilisent le principe du maximum d'entropie conjointement avec des observations de terrain pour construire une densité de probabilité admissible. Le principe du maximum d'entropie (Djafari, 1994) consiste à représenter, avec une loi de probabilité, une connaissance imparfaite d'un phénomène physique donné. Il faut identifier les contraintes auxquelles la loi de probabilité est soumise. Il existe en général plusieurs lois qui satisfont les contraintes alors on choisit celle qui maximise l'entropie de Shannon (minimise l'erreur d'estimation).

Dans cette étude nous étudions l'effet d'une vitesse de rotation incertaine sur le comportement dynamique de la BHA. Nous utilisons la même procédure que Ritto et al. (2010) pour construire la densité de probabilité. La vitesse de rotation ω est supposée connue avec une certaine erreur $\Delta\omega$. Ainsi, la vitesse de rotation incertaine $\hat{\omega}$ est telle que :

$$\hat{\omega} \in [\omega - \Delta\omega, \omega + \Delta\omega].$$

Quand $\hat{\omega}$ tend vers $\omega - \Delta\omega$ (ou $\omega + \Delta\omega$) alors la probabilité doit tendre vers 0. On introduit une variable aléatoire normalisée X_a , définie sur l'intervalle $[0,1]$ en considérant que :

$$\hat{\omega} = (\omega - \Delta\omega)(1 - X_a) + (\omega + \Delta\omega)X_a$$

On utilise la loi bêta pour décrire la variable aléatoire X_a , cette même loi a été utilisée par Ritto et al. (2010) puisqu'elle répond aux contraintes posées sur la vitesse de rotation et elle maximise l'entropie. On a alors :

$$p_x(x) = \frac{\Gamma(\alpha + \beta)}{\Gamma(\alpha)\Gamma(\beta)} x^{\alpha-1} (1-x)^{\beta-1} \text{ avec } \alpha > 2 \text{ et } \beta > 2 \text{ (dans nos calculs } \alpha = \beta = 3).$$

Nous proposons de générer 500 réalisations aléatoires à partir de la loi bêta décrite précédemment, ce qui permet d'obtenir 500 valeurs différentes de la variable aléatoire $\hat{\omega}$ avant de réaliser les simulations de Monte-Carlo pour chaque valeur de $\hat{\omega}$.

Pour déterminer l'effet de cette incertitude sur la réponse vibratoire du système, nous avons réalisé deux calculs à un poids sur l'outil de 4 tonnes et une vitesse de rotation de $\omega=96\text{ RPM}$. Nous avons supposé que dans le premier calcul $\Delta\omega=1\%\omega$ et dans le deuxième $\Delta\omega=3\%\omega$.

3.4.1. Premier Cas, $\Delta\omega=1\%\omega$

La Figure 3.26 illustre l'évolution de l'accélération latérale déterminée à partir d'un calcul déterministe dans lequel la vitesse de rotation ($\omega=96\text{ RPM}$) est supposée être connue avec certitude. Initialement l'accélération est faible et à partir de $t=15\text{ s}$, les vibrations apparaissent dont la moyenne quadratique atteint 2.7 ms^{-2} , valeur que nous utiliserons comme référence pour les calculs probabilistes.

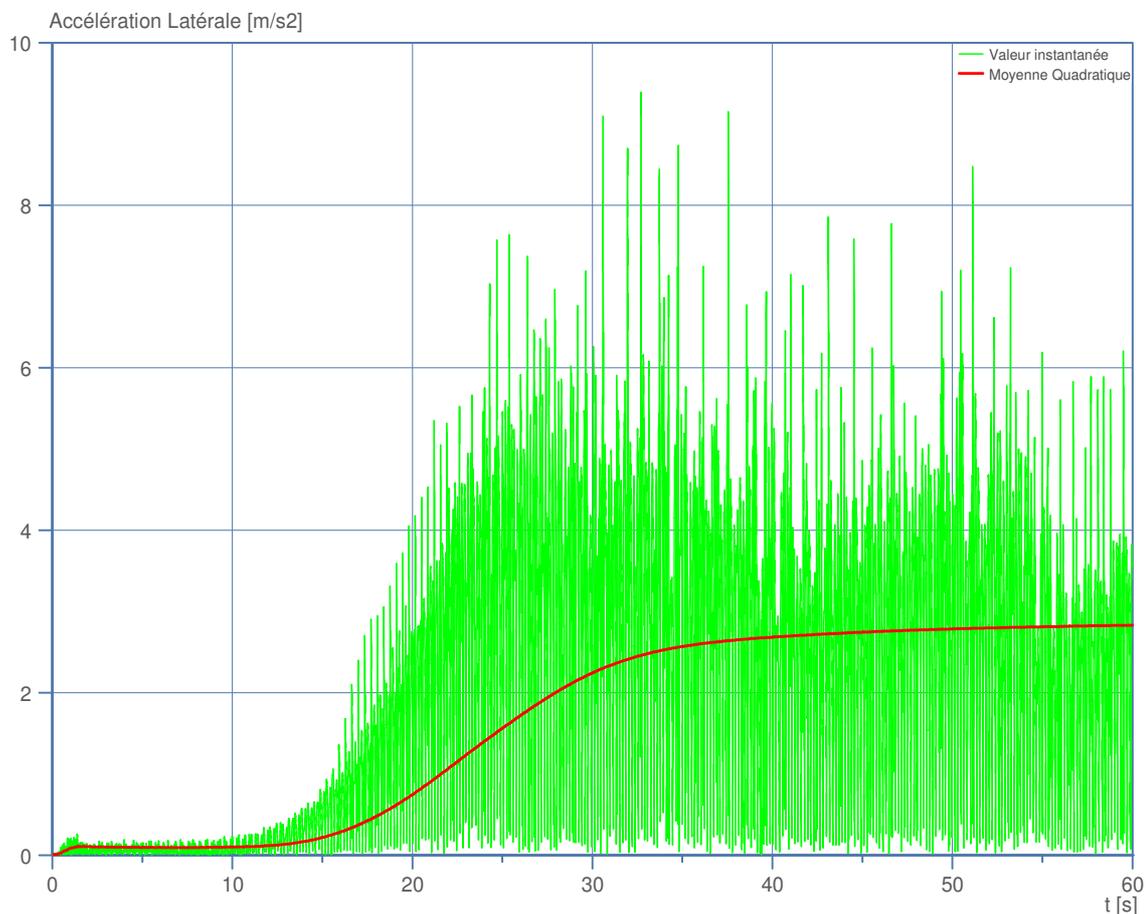


Figure 3.26: Accélération Latérales ; Calcul Déterministe

La Figure 3.27 illustre une comparaison entre résultats des calculs déterministe et probabiliste. On note que les deux approches fournissent des tendances moyennes très proches (courbes verte et rouge) ; l'encadrement de cette moyenne probabiliste (courbes bleue et violet) montre qu'une incertitude relative de 1% sur la vitesse de rotation peut induire une forte incertitude relative sur l'accélération moyenne (dans le temps).

De même, nous avons établi la comparaison entre les calculs déterministe et probabiliste pour l'effort latéral au niveau de l'outil de forage. L'effort latéral sur l'outil subit de grandes variations à partir de $t=15$ s, c'est-à-dire lorsque des vibrations latérales élevées prennent place, comme le montre la Figure 3.28.

La comparaison des résultats des calculs déterministes et probabiliste illustrée sur la Figure 3.29 révèle une différence qui s'accroît à partir de $t=50$ s. Une faible variation de la vitesse de rotation peut donc induire une variation importante de l'effort latéral sur l'outil et donc une incertitude sur son comportement directionnel.

Notons que les forces latérales à l'outil restent faibles dans ces calculs. Ceci est dû à la nature stabilisante de la BHA permettant de forer en ligne droite sans déviation latérale.

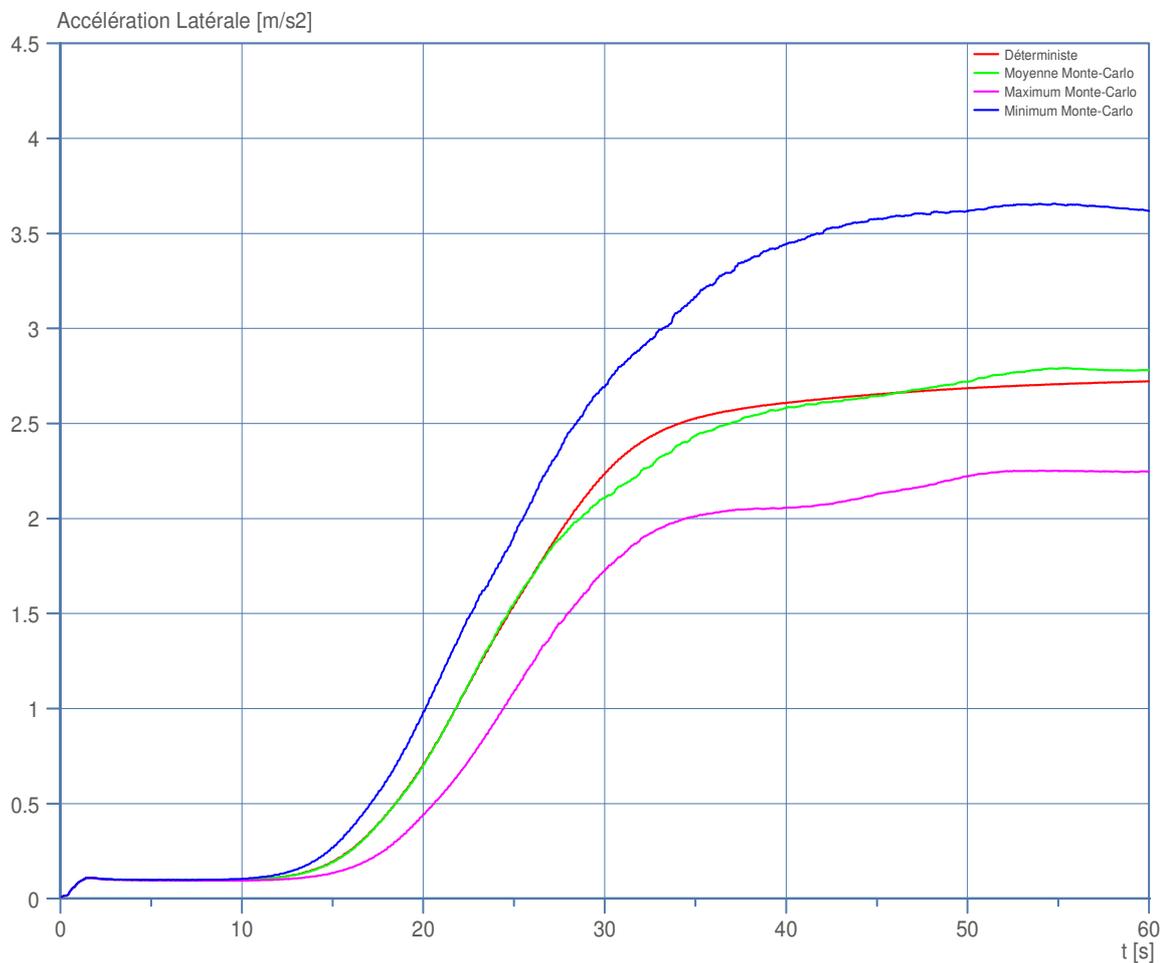


Figure 3.27: Moyenne Quadratique des Accélérations Latérales ; Calcul Monte-Carlo

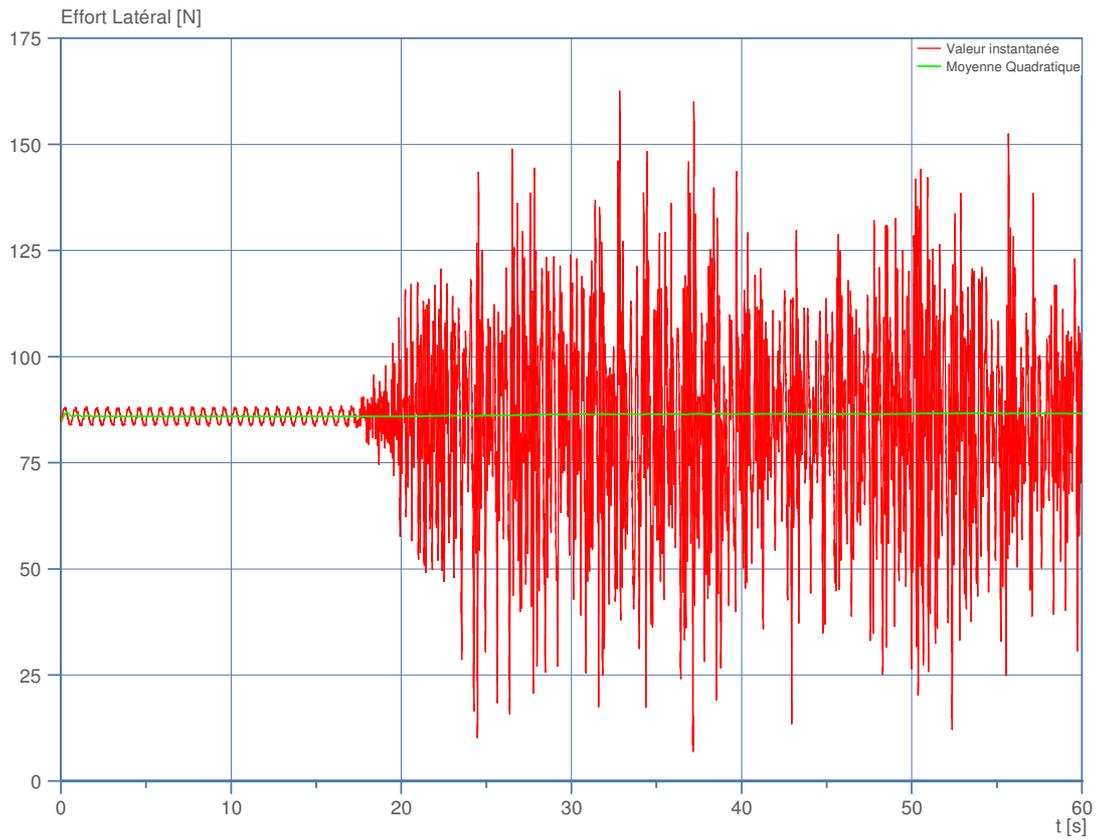


Figure 3.28: Effort Latéral à l'Outil, Calcul Déterministe

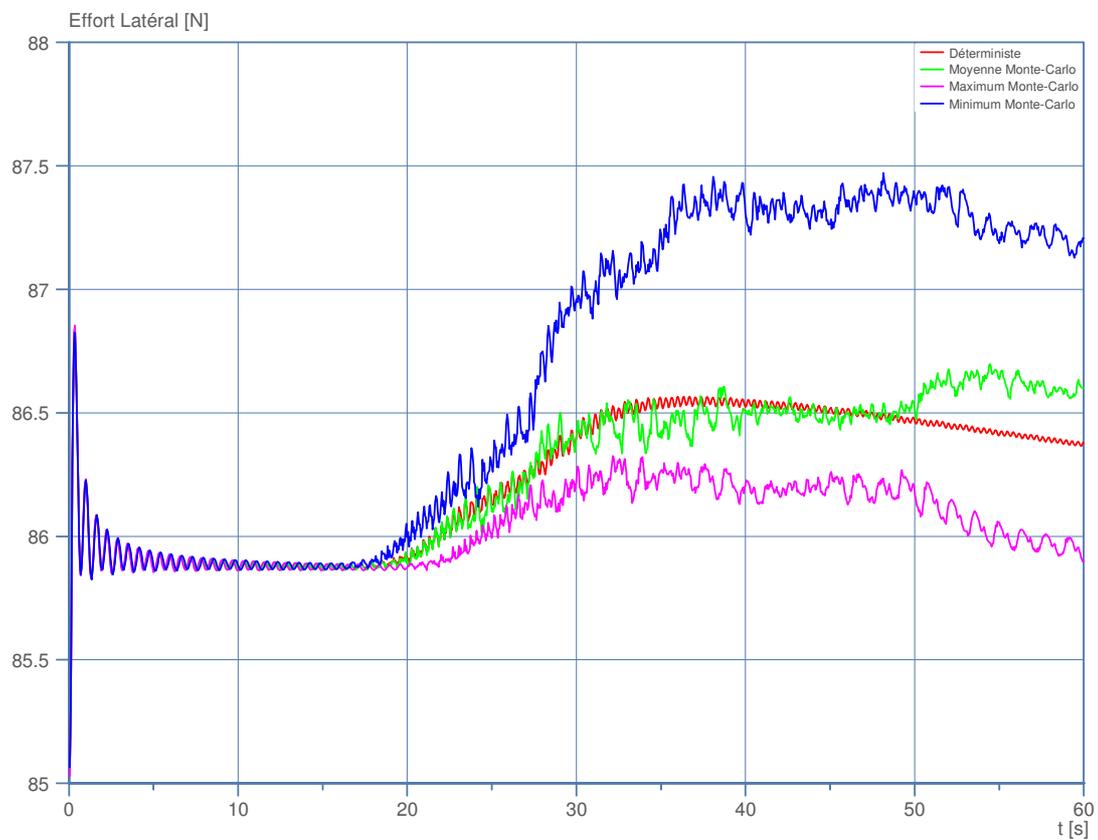


Figure 3.29: Moyenne Quadratique des Efforts Latéraux, Calcul Monte-Carlo

3.4.2. Deuxième Cas, $\Delta\omega=3\% \omega$

L'incertitude sur la vitesse de rotation est portée ici à 3% toujours par rapport à $\omega=96$ RPM. La référence est toujours les résultats du calcul déterministe présentés plus haut. D'après la Figure 3.30, la différence entre la solution déterministe et la moyenne des résultats du calcul probabiliste reste toujours faible. Cependant, l'écart entre les accélérations maximale et minimale du calcul probabiliste est plus large.

En ce qui concerne l'effort au niveau de l'outil (Figure 3.31), son évolution suit celle des vibrations latérales. Il s'agit là d'un résultat logique (l'incertitude de la réponse d'un système est une fonction croissante de celle de son excitation) mais il n'est pas aisé de quantifier la relation entre les deux incertitudes dans le cas d'un système d'équations algèbro-différentielles fortement non-linéaires (Tableau 3.3). On procède donc ici par une « technique » proposée dans la littérature (approche stochastique, procédé de Monte-Carlo, etc.).

Remarque : plusieurs paramètres de forage, autres que la vitesse de rotation, peuvent faire l'objet d'une étude stochastique. Parmi lesquels on cite : les efforts exercés sur l'outil et les efforts de contact compte tenu de la variabilité de la nature des formations traversées. De même, la force d'inertie dans la mesure où il n'est pas évident d'attribuer avec précision un centre d'inertie à une section droite des éléments élancés qui constituent le système de forage (tiges, masse-tiges, etc.). Car, malheureusement, cette notion, fort importante, englobe non seulement la structure métallique mais aussi tout ce qu'il y a autour (la boue, les jonctions, etc.).

Tableau 3.3: Récapitulatif des Résultats Statistiques

	écart type (σ)	écart relatif (δ)
variable aléatoire $\hat{\omega}$	1.076	0.011
incertitude $\Delta\omega = 1\% \omega$	0.234	0.086
incertitude $\Delta\omega = 3\% \omega$	0.685	0.241

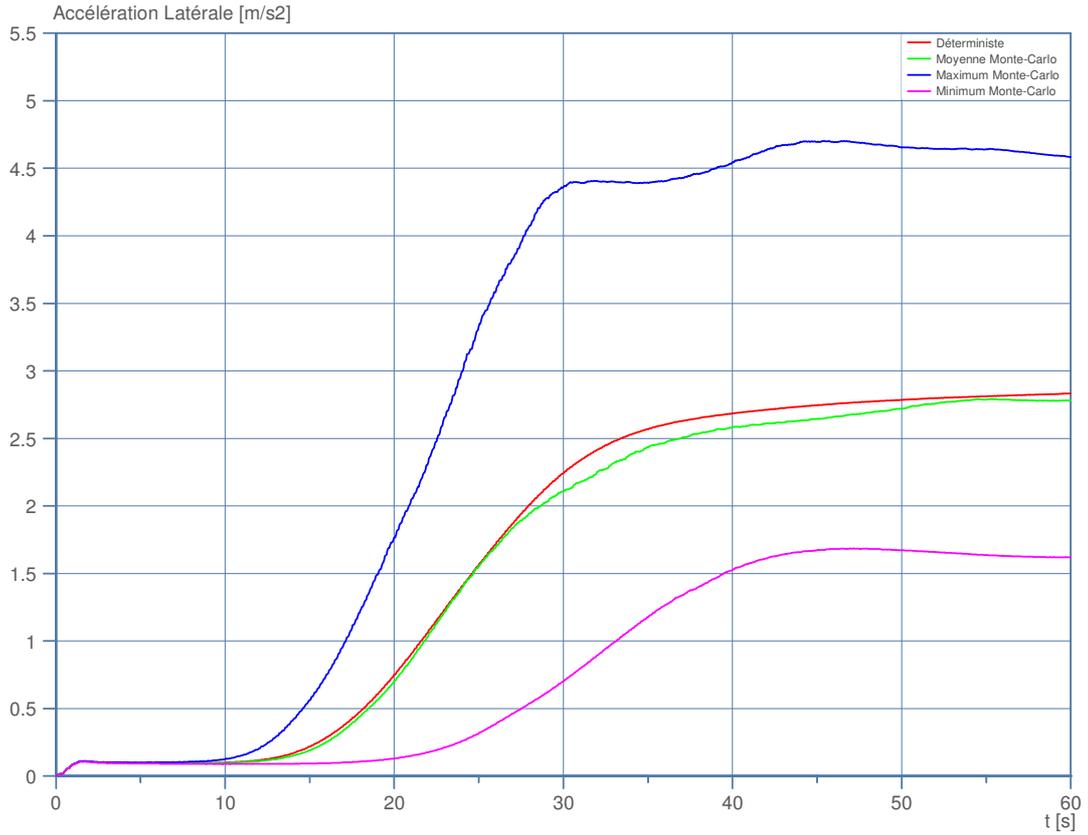


Figure 3.30: Moyenne Quadratique des Accélérations Latérales, Calcul Monte-Carlo

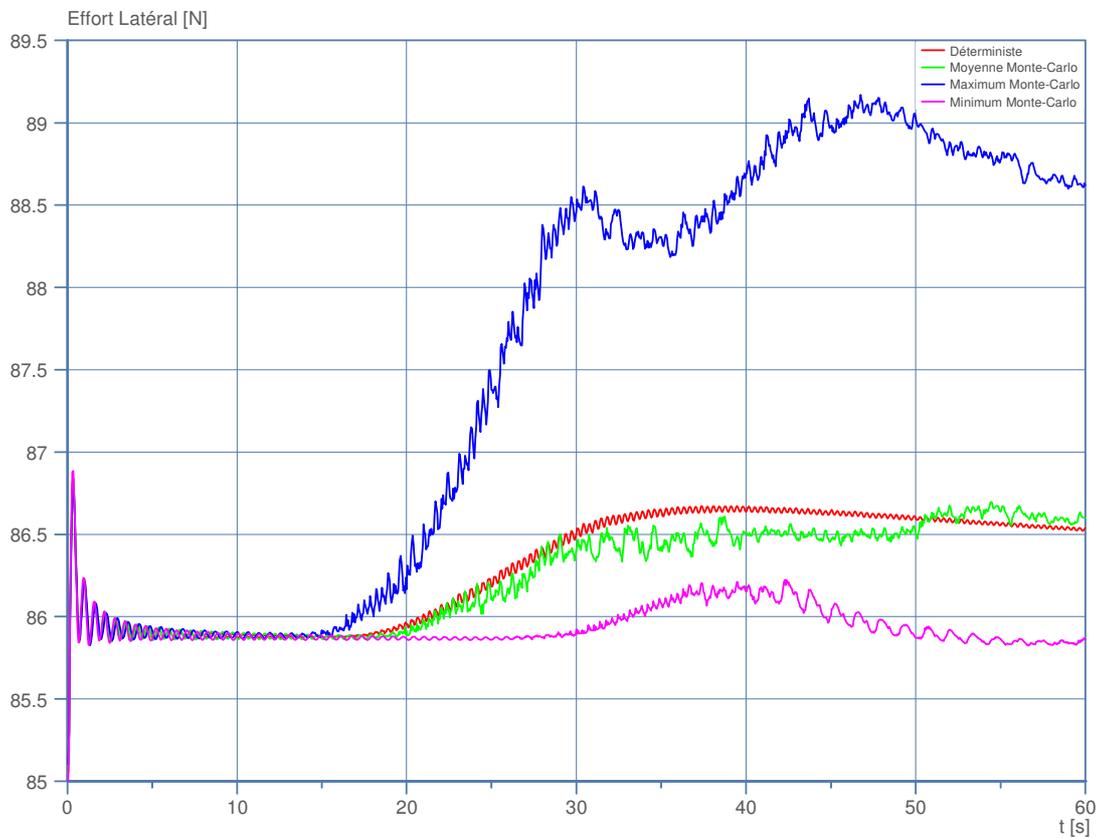


Figure 3.31: Moyenne Quadratique des Efforts Latéraux, Calcul Monte-Carlo

3.5. Etude de Sensibilité

L'objectif est de déterminer l'effet de la variation de certains paramètres sur le comportement dynamique de la BHA. Dans cette étude, on s'intéresse uniquement aux paramètres les plus déterminants dans la dynamique latérale et le whirling de la BHA. Parmi les paramètres d'environnement on considère le frottement tige-formation et l'inclinaison du puits. L'effet de la configuration de la BHA sera étudié également en faisant varier le type et la position des stabilisateurs. En ce qui concerne les paramètres opératoires, on étudie l'effet de la vitesse de rotation et du poids sur l'outil.

Remarque : l'étude de sensibilité est faite avec la même BHA utilisée précédemment dans l'étude expérimentale. Il ne s'agit donc pas d'une étude de sensibilité exhaustive mais elle complète l'approche stochastique utilisée pour le même cas réel. Cependant, cette fois-ci on utilise une démarche déterministe dans laquelle on fait varier un des paramètres, toutes choses égales par ailleurs.

3.5.1. Effet du Frottement

La Figure 3.32 présente la trajectoire du centre d'une section de la BHA située à 40 m de profondeur et la force de contact latérale exercée sur cette section. Le poids sur l'outil est de 4 tonnes, la vitesse de rotation est de 110 RPM et trois valeurs du coefficient de frottement entre les tiges et la paroi du puits ont été étudiées. On note que lorsque le coefficient de frottement passe d'une valeur relativement faible ($\mu=0.1$) à une valeur relativement élevée ($\mu=0.3$), cela se traduit par l'apparition du phénomène de whirling. En effet, en observant la trajectoire de la section (Figure 3.32), on remarque que lorsque μ est faible, le déplacement latéral est faible et les forces de contact présentent un pic de 8000 N. Lorsque μ est plus grand, le déplacement latéral s'amplifie et la tige fait même des tours complets autour de l'axe du puits. En même temps, la force de contact augmente et présente un pic de 15000 N.

Pour comprendre l'effet du frottement entre la garniture et la surface du puits sur le comportement latéral de l'outil, il suffit de représenter la force latérale sur l'outil (Figure 3.33). Pour un frottement faible ($\mu=0.1$) et donc en absence de whirling, la force latérale à l'outil se trouve dans une enveloppe étroite, c'est pratiquement une ligne avec une orientation donnée qui montre une direction privilégiée pour le comportement directionnel de la BHA. Quand le frottement augmente ($\mu=0.3$), la notion de direction privilégiée disparaît et on remarque que l'enveloppe dans laquelle se trouve la force latérale est plus large et donc la BHA n'a plus le même comportement directionnel.

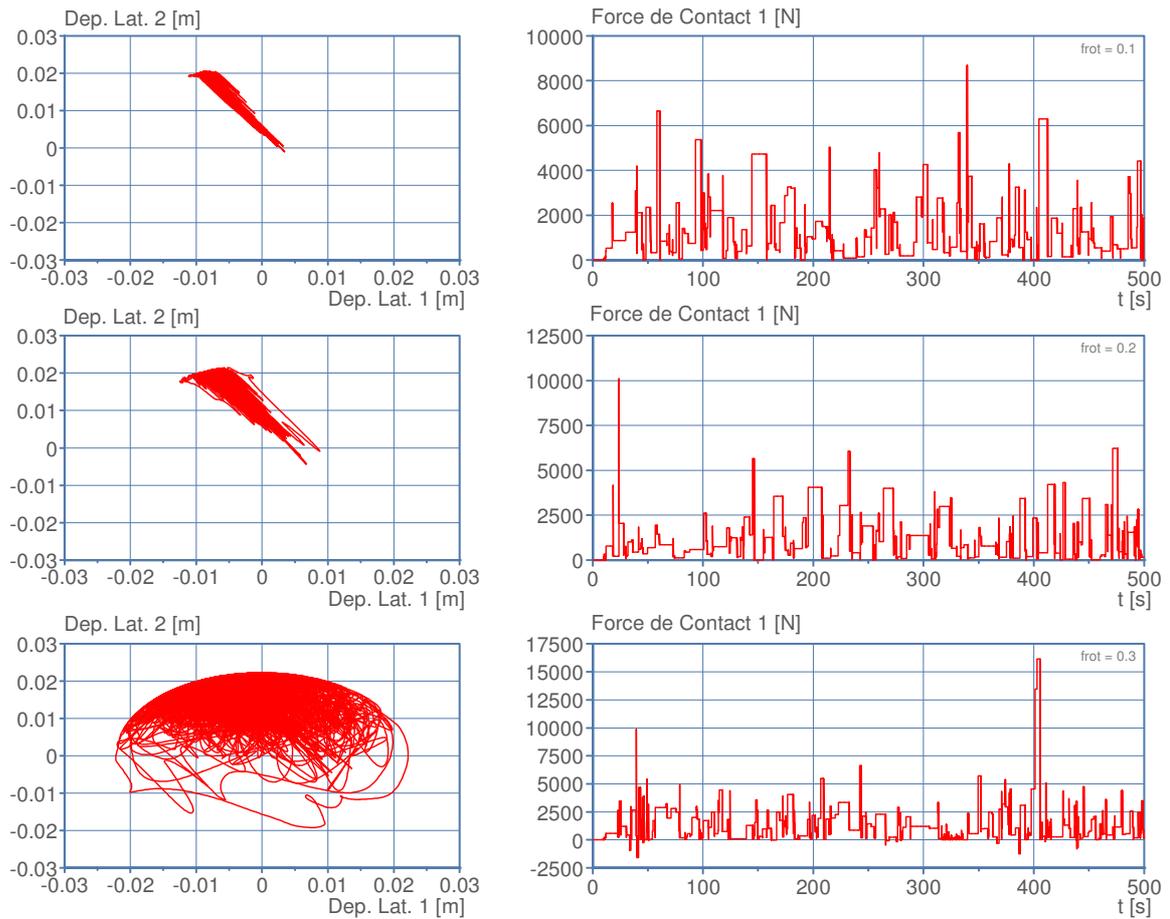


Figure 3.32: Effet du Frottement, ($\mu=0.1, 0.2$ et 0.3)

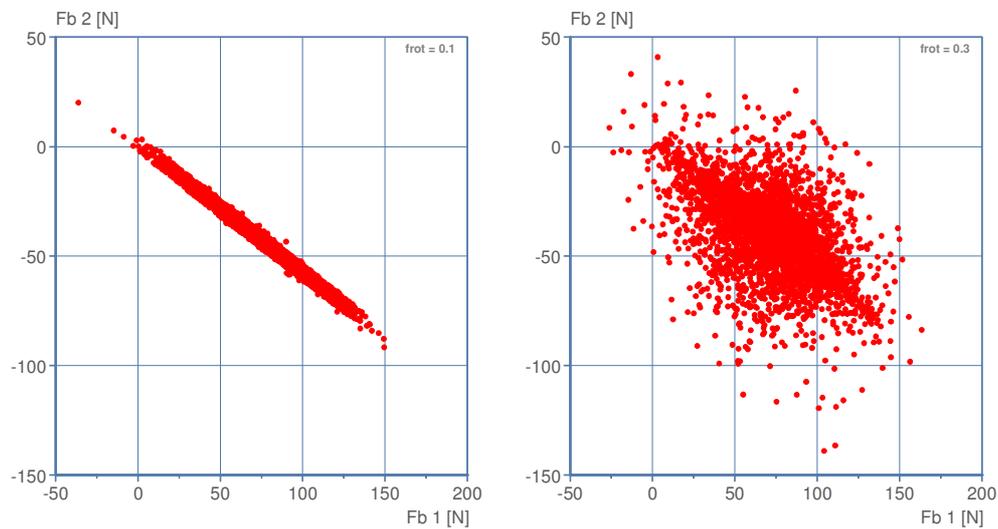


Figure 3.33: Effet du Frottement, Effort Latéral à l'outil ($\mu=0.1$ et 0.3)

Outre le risque de l'apparition du whirling et sa répercussion sur le comportement directionnel de l'outil, l'augmentation du coefficient de frottement augmente la sévérité des vibrations latérales (Figure 3.34 : moyenne quadratique de l'accélération latérale).

Il est clair que la sévérité des vibrations latérales augmente quand le coefficient de frottement augmente. Néanmoins pour généraliser ce résultat, il est intéressant d'analyser les effets combinés du coefficient de frottement et de la vitesse de rotation. A cette fin, nous avons fait varier la vitesse de rotation entre 96 et 115 RPM par pas de 2 RPM et le coefficient de frottement entre 0.05 et 0.3 par pas de 0.01. Cela constitue une matrice de 312 simulations aboutissant au résultat présenté sur la Figure 3.35.

La couleur rouge indique la sévérité des vibrations latérales alors que la zone bleue correspond à des vibrations modérées. Cette figure montre clairement que la « sévérité des vibrations » est une fonction croissante du coefficient de frottement pour toute vitesse de rotation et décroissante de la vitesse de rotation pour tout coefficient de frottement fixé.

Ces calculs sont réalisés en supposant que le poids et le couple sur l'outil sont maintenus constants dans tous les cas de figure. En revanche, la vitesse de pénétration de l'outil dans la roche est variable afin de respecter la loi outil.

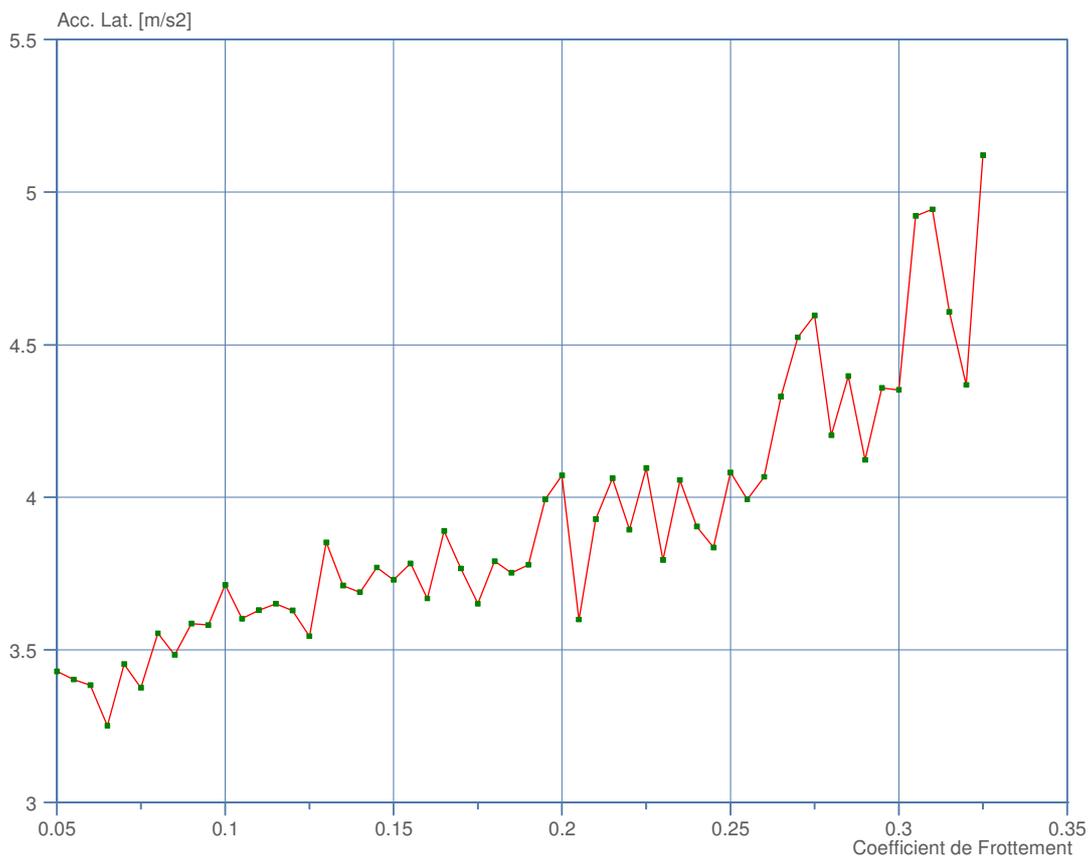


Figure 3.34: Sévérité des Vibrations Latérales en Fonction du Frottement (RPM=110)

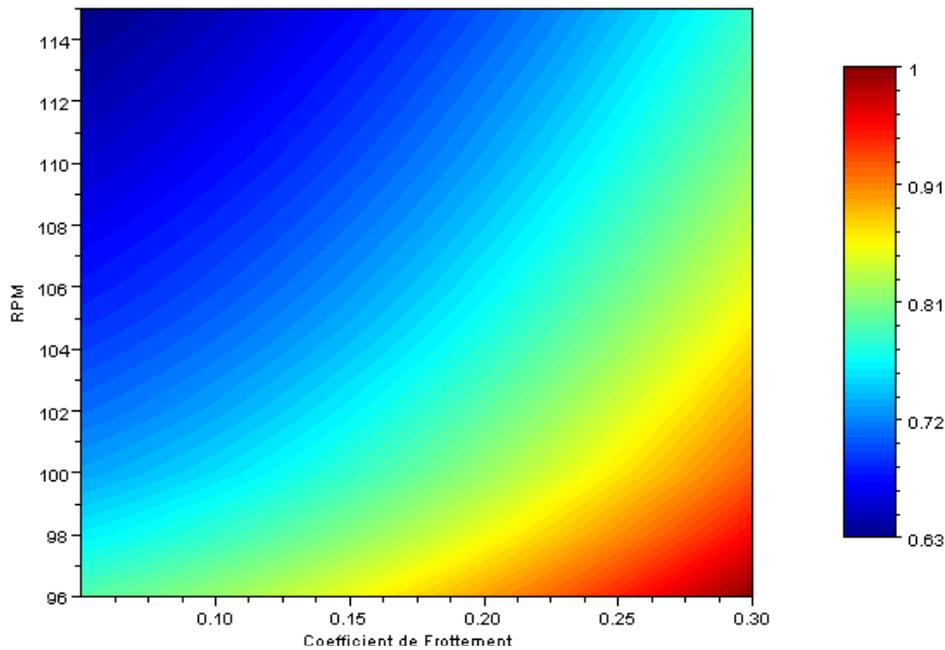


Figure 3.35: Sévérité Normalisée des Vibrations Latérales en Fonction de ω et μ

3.5.2. Effet de l'inclinaison

Nous faisons varier ici seulement l'inclinaison du puits. Le poids sur l'outil et la vitesse de rotation sont fixés respectivement à 4 tonnes et 110 RPM ; les inclinaisons étudiées sont $\alpha=2, 50$ et 86° . La Figure 3.36 présente les déplacements latéraux du centre de la section de la BHA située à 40 m de profondeur, en même temps que les efforts latéraux exercés sur l'outil et ce pour les trois inclinaisons retenues du puits. Pour une inclinaison faible ($\alpha=1^\circ$) et donc un puits pseudo-vertical, on remarque que la trajectoire de la section est un peu chaotique et que l'amplitude du déplacement latéral est élevée.

Dans ce cas, il n'y a pas une direction privilégiée dans le comportement directionnel de la BHA et les forces latérales exercées sur l'outil sont faibles. Cependant, quand on augmente l'inclinaison ($\alpha=50^\circ$), on remarque que l'amplitude du déplacement latéral diminue et la tige a tendance à se reposer sur la surface basse du puits. La force latérale à l'outil augmente considérablement dans la direction 1 (>1700 N), la conséquence pratique est qu'il faut appliquer un effort élevé pour empêcher le forage d'aller dans cette direction. Ces observations sont confirmées quand on augmente d'avantage l'inclinaison du puits ($\alpha=86^\circ$). Ainsi, l'amplitude du déplacement latéral reste relativement faible et il faut plus d'effort latéral pour empêcher le forage dans la direction 1.

La nature du whirling et donc le comportement directionnel de la BHA dépendent étroitement de l'inclinaison du puits. Pour un puits pseudo vertical, le whirling est présent et la force latérale à l'outil n'a pas de direction privilégiée. En revanche, pour un puits assez incliné, le whirling disparaît et la tige a tendance à se poser sur la paroi basse du puits. Dans

ce cas, la force latérale à l'outil s'oriente vers une direction privilégiée, ce qui tend à mener le forage dans cette direction.

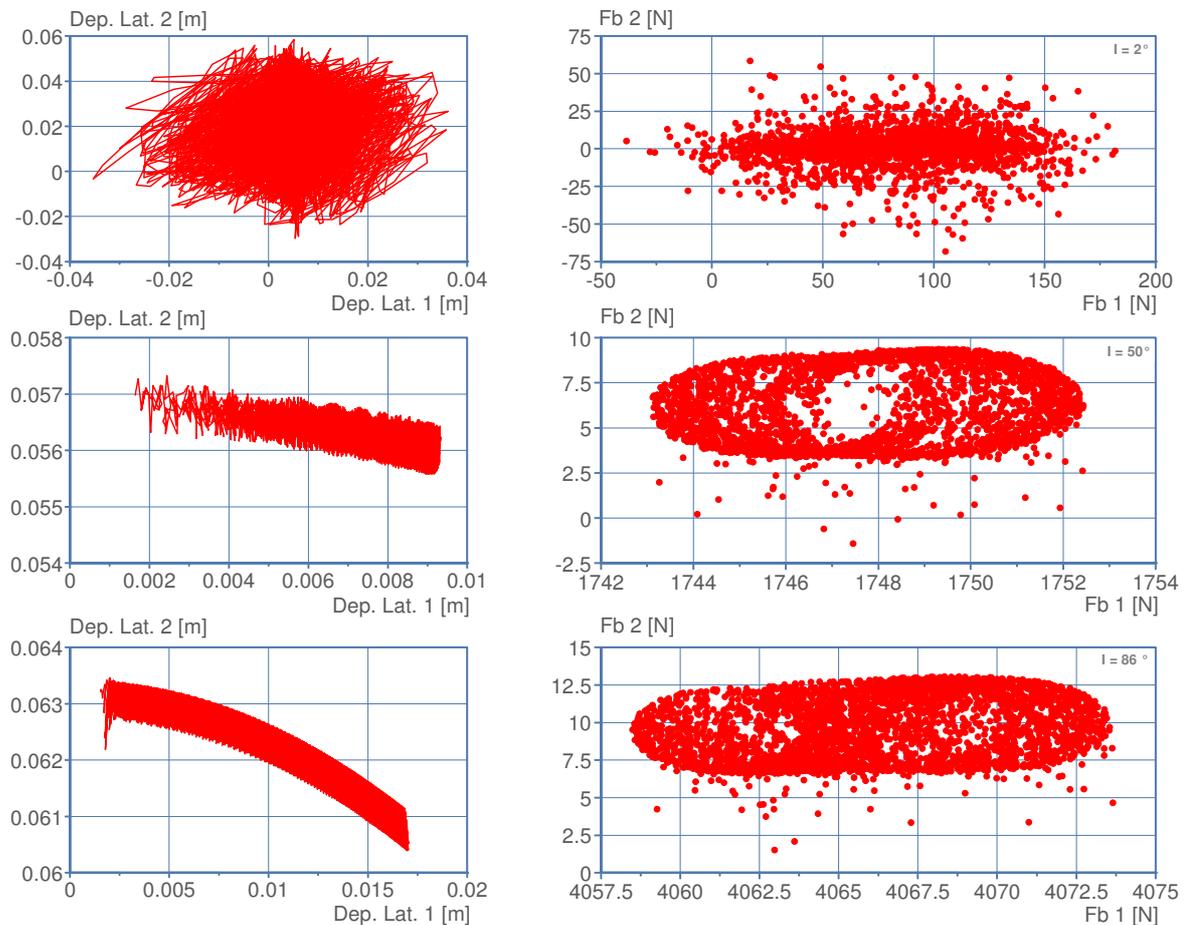


Figure 3.36: Effet de l'inclinaison, ($\alpha=2, 50$ et 86°)

La Figure 3.37 illustre la moyenne quadratique de l'accélération latérale en fonction de l'inclinaison et ce pour un poids sur l'outil de 4 tonnes et une vitesse de rotation de 110 RPM. On note que les vibrations latérales sont sévères lorsque l'inclinaison est faible.

Pour généraliser ce résultat, nous avons choisi de calculer la sévérité des vibrations latérales pour différentes vitesses de rotation prises entre 60 et 112 RPM par pas de 4 RPM. L'inclinaison du puits est prise entre 1° à 80° par pas de 1° si l'inclinaison est inférieure à 30° et par pas de 2° sinon.

Un ensemble de 770 simulations a permis d'obtenir le résultat présenté sur la Figure 3.38. On note que, quelle que soit la vitesse de rotation, les vibrations sont plus sévères pour les faibles inclinaisons pour la configuration de la BHA étudiée, ce qui est en accord avec les résultats de la littérature.

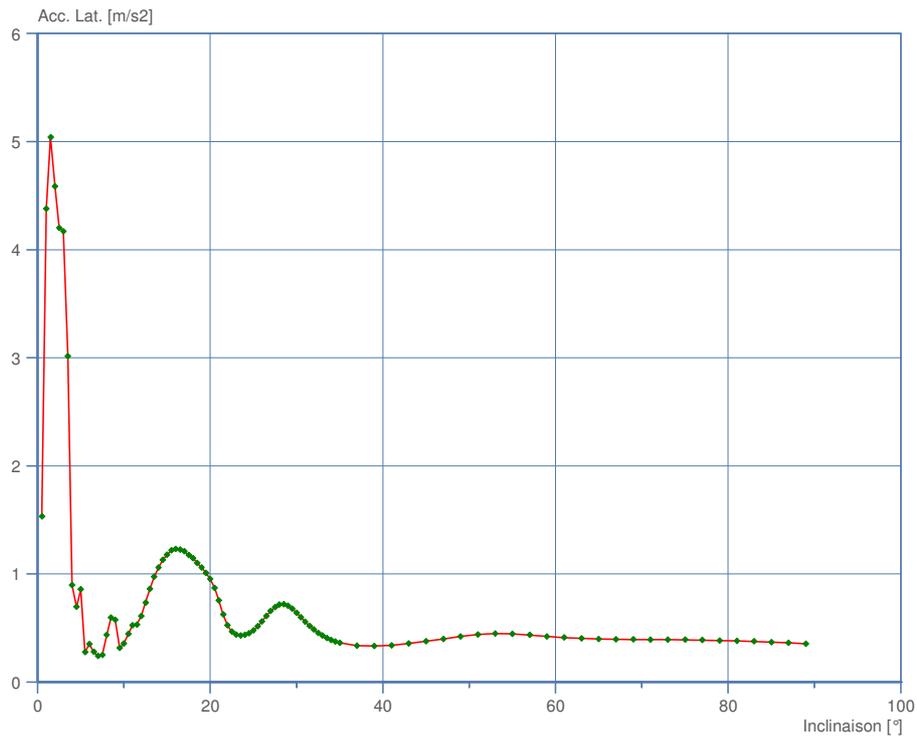


Figure 3.37: Sévérité des Vibrations Latérales en Fonction de l'inclinaison α (RPM=110)

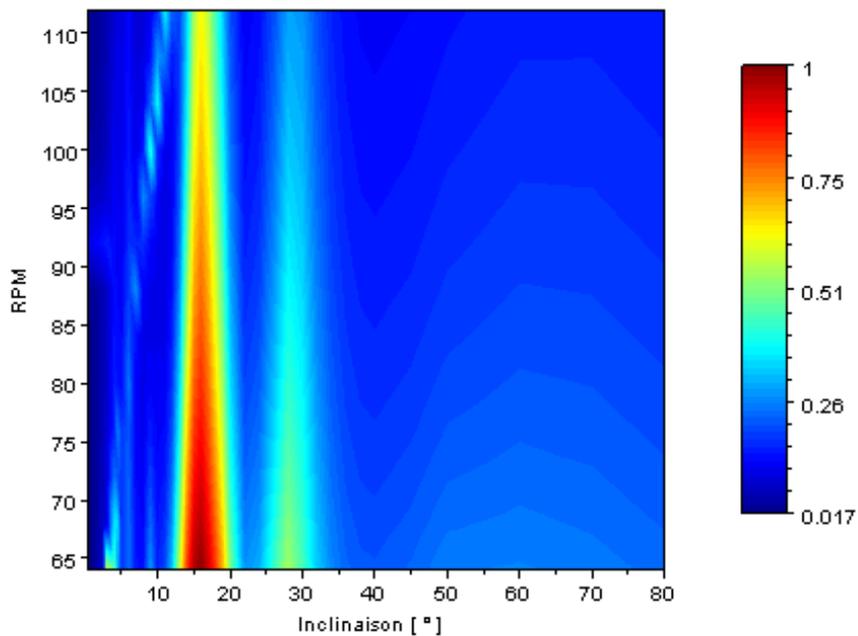


Figure 3.38: Sévérité Normalisée des Vibrations Latérales en Fonction de ω et α

3.5.3. Effet des Stabilisateurs

Les stabilisateurs sont des éléments très importants dans la conception de la BHA. En effet, le type, la position ainsi que le nombre des stabilisateurs définissent la réponse dynamique et le comportement directionnel de la BHA.

Nous nous intéressons ici à l'étude du diamètre des stabilisateurs et leurs positions pour une BHA comportant deux stabilisateurs. L'étude de l'influence du diamètre des stabilisateurs revient à étudier l'effet du jeu stabilisateur-puits.

3.5.3.1. Effet du Jeu Stabilisateur-Puits

Dans la configuration de la BHA étudiée plus haut, on a vu que les deux stabilisateurs sont de type « full gage » c'est-à-dire que leur diamètre extérieur est égal au diamètre du puits et donc le jeu stabilisateur-puits est nul. Quand on diminue le diamètre du stabilisateur on passe à une configuration « under gage », qui modifie les conditions aux limites au niveau du stabilisateur. Pour un stabilisateur « full gage », les conditions aux limites sont schématisées sur la Figure 3.18. Le cas « under gage » est un peu plus complexe, comme le montre la Figure 3.39 ; il y a deux situations possibles : soit on impose des liaisons appui simple au milieu du stabilisateur soit on le laisse se déplacer librement. On va prendre en compte les deux cas dans notre étude de sensibilité.

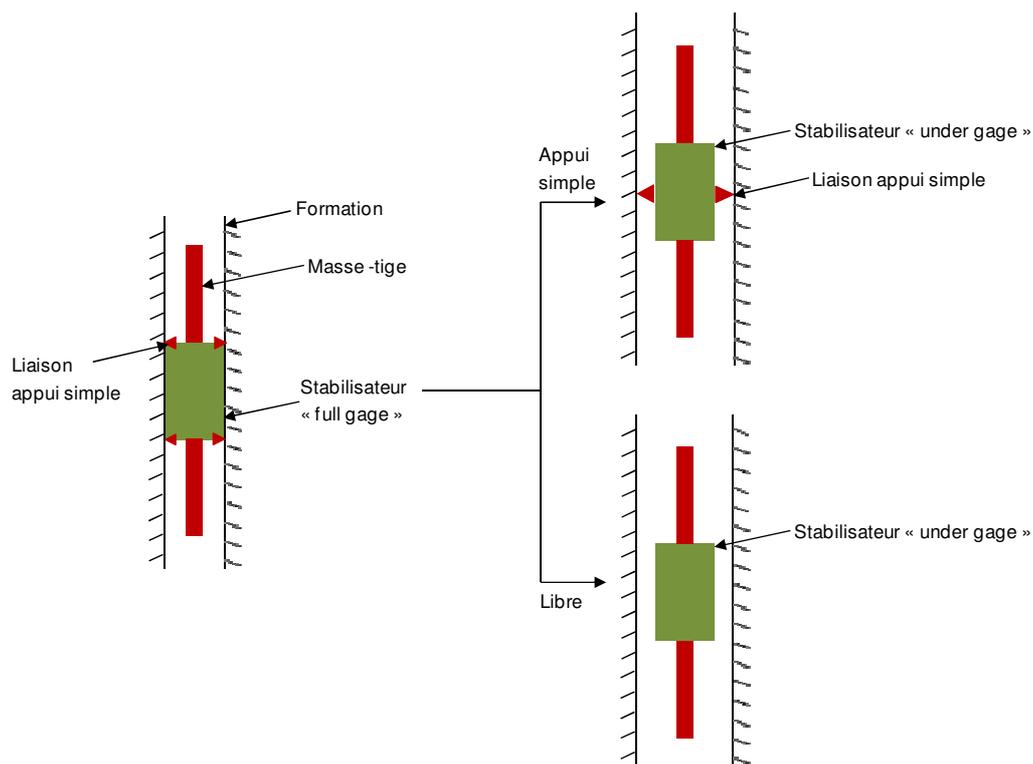


Figure 3.39: Modèles de Stabilisateur « under gage »

- **Modèle n°1 : appui simple**

Avec cette condition aux limites, on impose un poids sur l'outil de 4 tonnes et une vitesse de rotation de 110 RPM et on donne différentes valeurs aux jeux stabilisateur-puits ($J=2.2, 1.2$ et 0.3 cm). La Figure 3.40 présente la trajectoire du centre d'une section de la BHA située à 40 m de profondeur et la force latérale exercée sur l'outil pour les trois valeurs du jeu

retenues. Pour le jeu le plus élevé ($J=2.2$ cm), on remarque que la trajectoire de la section est assez chaotique et que l'amplitude du déplacement latéral est élevée. Les forces latérales exercées sur l'outil sont relativement faibles sans direction privilégiée. En revanche, quand on diminue le jeu ($J=1.2$ cm), on note que l'amplitude du déplacement latéral diminue et la tige a tendance à vibrer latéralement sans aucun mouvement de whirling ; le comportement latéral de l'outil est moins dispersif et sans aucune direction latérale privilégiée. Ces observations sont confirmées quand on diminue encore le jeu ($J=0.3$ cm).

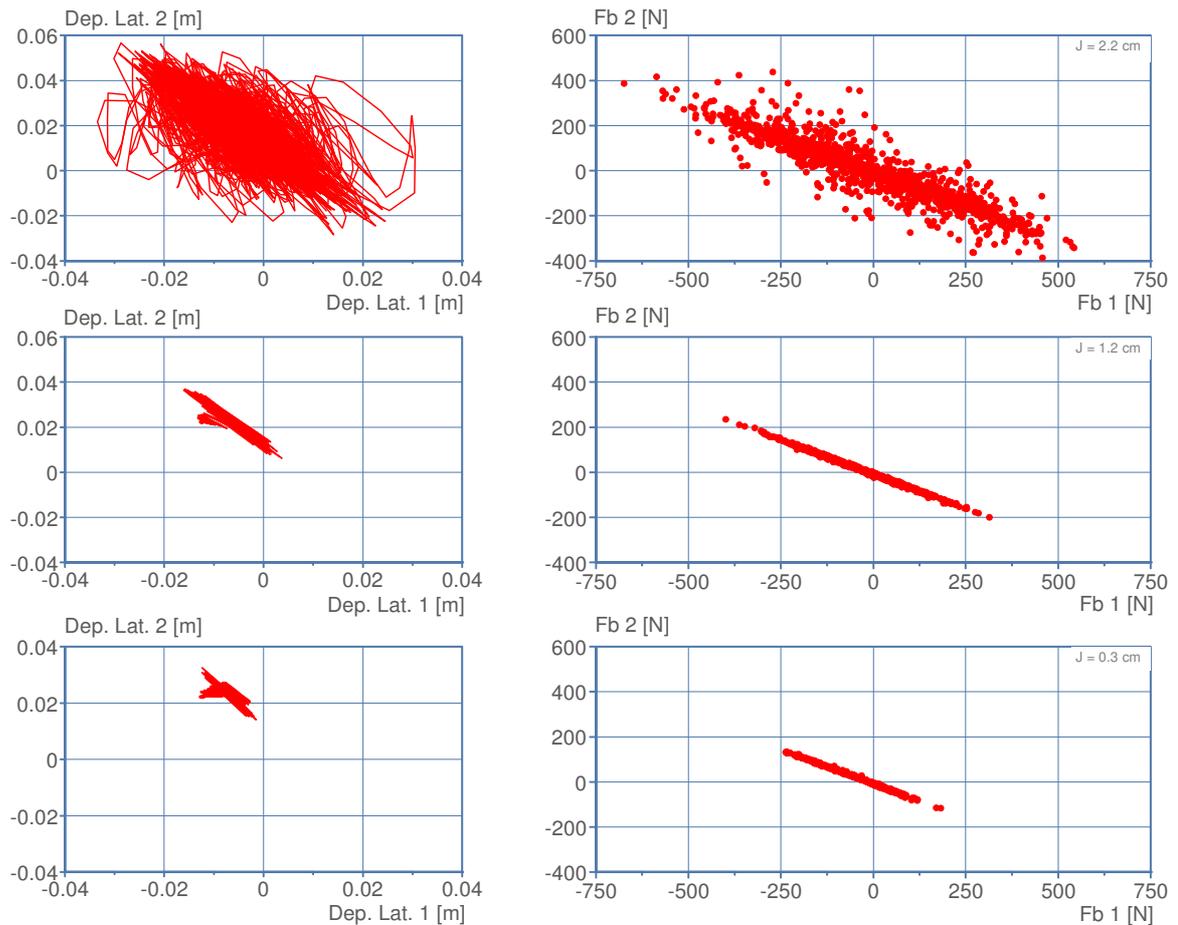


Figure 3.40: Effet du Jeu Stabilisateur-Puits ; Conditions aux Limites de Type « Appui Simple »

Le mouvement de whirling et le comportement directionnel de la BHA dépendent donc du jeu du stabilisateur. Quand celui-ci est petit, les vibrations latérales sont de faible amplitude avec une direction latérale préférentielle de la BHA. Mais quand le jeu augmente, le phénomène de whirling commence à apparaître et la BHA n'a plus de direction latérale préférentielle pour la BHA.

- **Modèle n°2 : libre**

L'étude précédente est refaite avec cette fois une condition aux limites libre au niveau du stabilisateur. Le système se comporte alors comme dans le cas précédent en ce qui concerne

les vibrations latérales. En revanche, les forces latérales à l'outil sont environ 10 fois plus élevées que celles du cas précédent (Figure 3.41).

Le whirling et le comportement directionnel de la BHA dépendent donc largement de la condition aux limites imposée au niveau du stabilisateur. Une condition aux limites de type libre se traduit par des forces latérales plus élevées au niveau de l'outil, ce qui influence de manière importante son comportement directionnel.

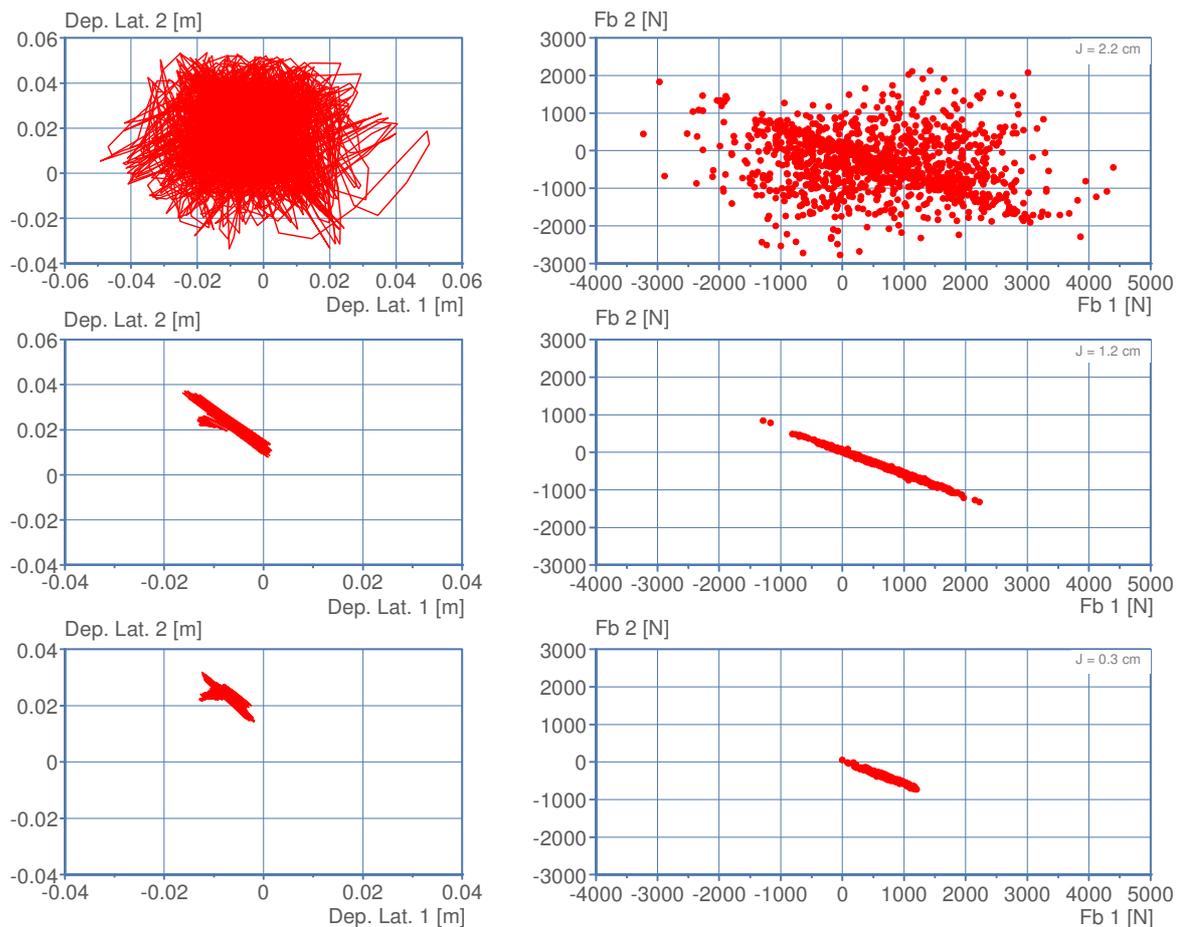


Figure 3.41: Effet du Jeu Stabilisateur-Puits ; Conditions aux Limites de Type « Libre »

La Figure 3.42 illustre l'évolution de la sévérité des vibrations latérales en fonction du jeu pour un poids sur l'outil de 4 tonnes et une vitesse de rotation de 110 RPM. Pour une condition aux limites d'appuis simple, comme pour une condition aux limites libre, la sévérité des vibrations latérales augmente quand le jeu augmente. On note néanmoins que pour un jeu élevé, la sévérité des vibrations latérales pour une condition libre dépasse la sévérité pour une condition d'appui simple de 16% environ.

Pour confirmer les résultats précédents, nous avons étudié la sévérité des vibrations latérales pour différentes valeurs du poids sur l'outil autour de 4 tonnes (de 3.8 et 4.2

tonnes par pas de 0.05 tonne). Le jeu varie de 0.3 à 2.2 cm par pas 2.5 mm. On aboutit finalement à une matrice de 160 simulations pour chaque condition aux limites.

Les résultats de ces simulations sont présentés sur la Figure 3.43 qui montre que les vibrations sont plus sévères lorsque le jeu est important et ceci d'autant plus que le poids sur l'outil est important. Ce résultat reste vrai quelle que soit la condition aux limites choisie au niveau des stabilisateurs.

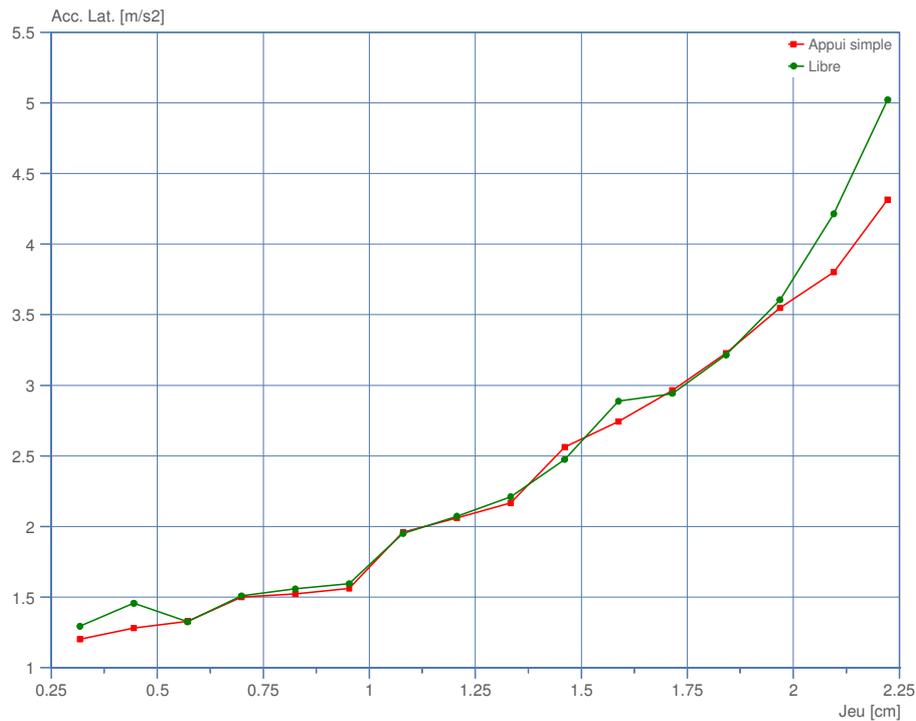


Figure 3.42: Sévérité des Vibrations Latérales en Fonction du Jeu Stabilisateur-Puits

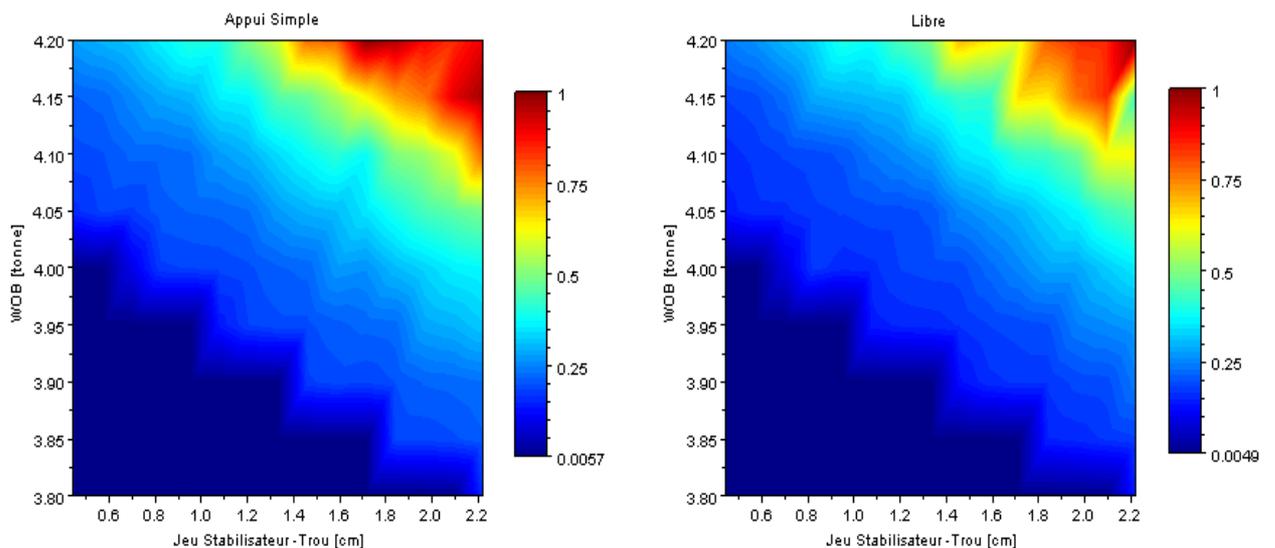


Figure 3.43: Sévérité Normalisée des Vibrations Latérales en Fonction du Poids sur l'Outil et du Jeu Stabilisateur-Puits pour deux Conditions aux Limites Différentes

3.5.3.2. Effet de la Distance entre Stabilisateurs

On considère ici les deux stabilisateurs en condition de « full gage » et on fait varier la distance qui les sépare (d_2) ainsi que la distance du premier stabilisateur à l'outil (d_1) comme illustré sur la Figure 3.44. La BHA étudiée est initialement de type stabilisante ; faire varier d_1 et d_2 peut donc modifier le comportement de cette BHA.

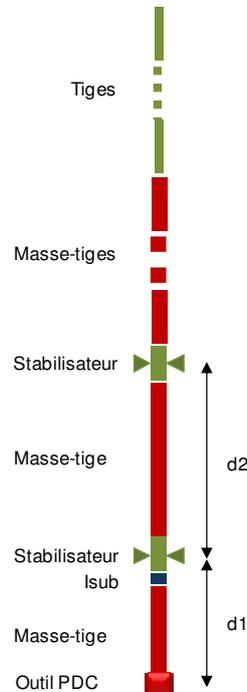


Figure 3.44: Configuration de la BHA ; les Distances Etudiées

Gardons dans un premier temps la distance d_2 constante et faisons varier la distance d_1 ($d_1=4.4, 5.5$ et 7.3 m). La Figure 3.45 présente la trajectoire d'une section de la BHA située à une profondeur de 40 m et la force latérale exercée sur l'outil et ce pour une vitesse de rotation de 110 RPM et un poids sur l'outil de 4 tonnes.

Quand le stabilisateur est proche de l'outil ($d_1=4.4$ m), on a un mouvement de whirling avec une force latérale à l'outil relativement faible sans direction préférentielle. En revanche, quand on éloigne le stabilisateur de l'outil ($d_1=5.5$ m), le whirling disparaît et laisse place à des vibrations latérales. Les forces latérales exercées sur l'outil augmentent et cette augmentation se poursuit si l'on éloigne d'avantage le stabilisateur de l'outil ($d_1=7.3$ m). Si maintenant on garde d_1 constante et on augmente la distance d_2 qui sépare les deux stabilisateurs alors on constate une incidence sur le whirling et le comportement directionnel de la BHA (Figure 3.46).

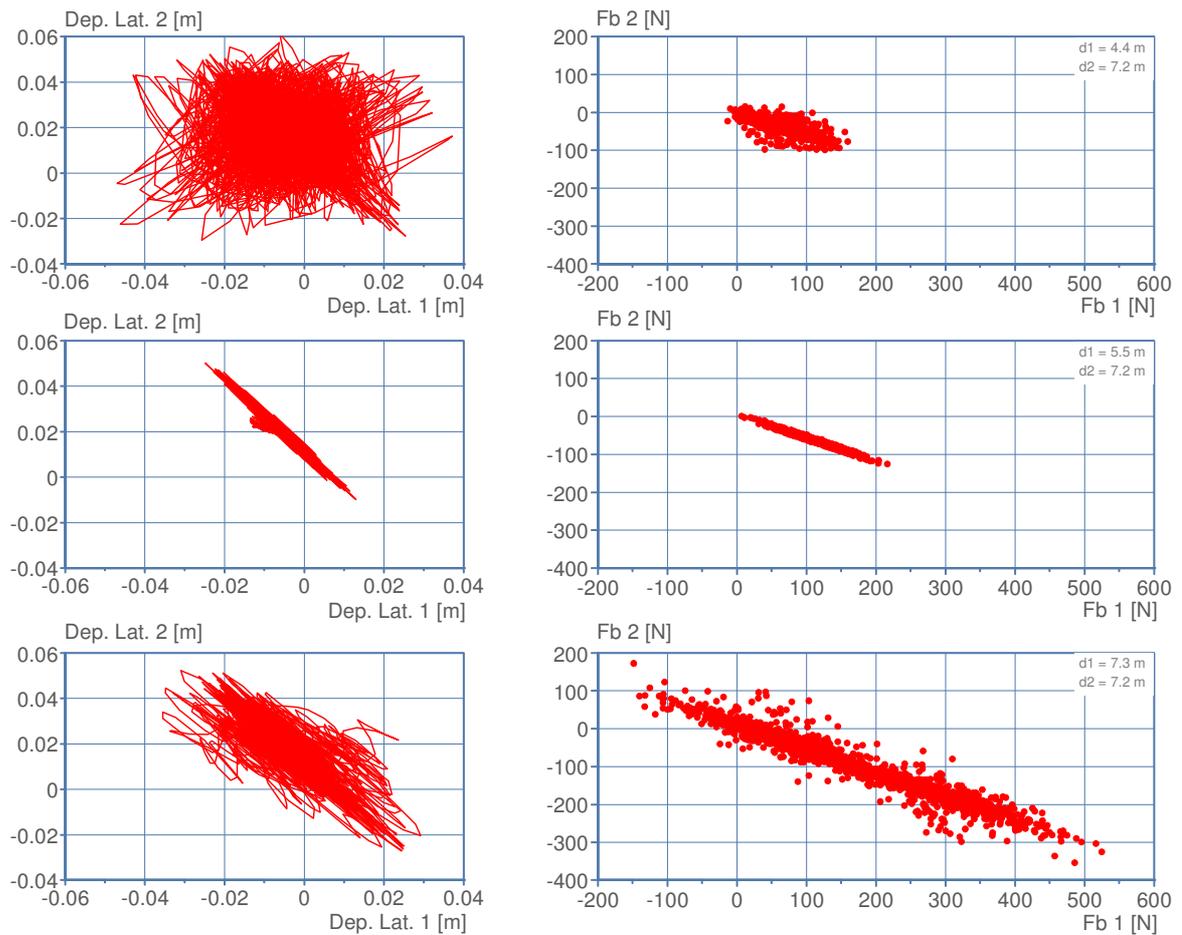


Figure 3.45: Effet de la Distance Outil-Stabilisateur, (d1=4.4, 5.5 et 7.3 m)

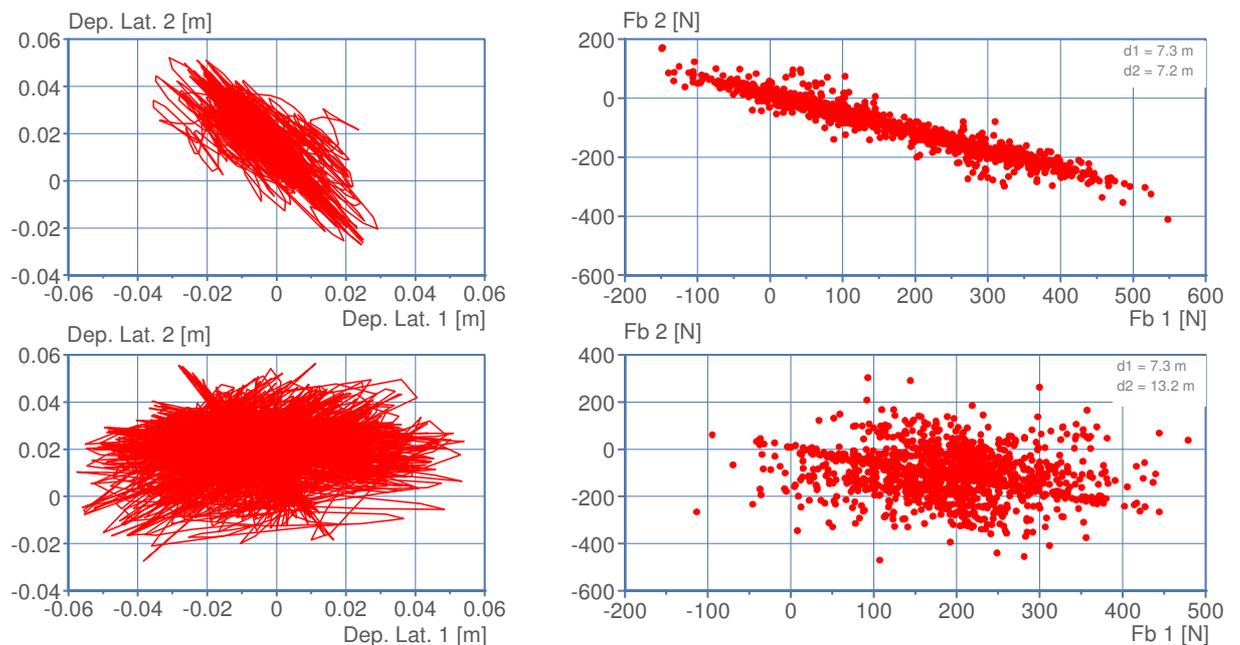


Figure 3.46: Effet de la Distance Stabilisateur-Stabilisateur, (d2=7.2 et 13.2 m)

La position de stabilisateurs a un effet sur les vibrations latérales ainsi que le comportement directionnel de la BHA. Si l'on éloigne le premier stabilisateur de l'outil, les forces latérales à

l'outil augmentent. Si l'on écarte plus les deux stabilisateurs, les forces latérales à l'outil n'augmentent pas mais il n'y a plus de direction préférentielle pour le comportement directionnel de la BHA.

On s'intéresse maintenant à l'évolution de la sévérité des vibrations latérales en fonction des distances d_1 et d_2 et ce pour un poids sur l'outil de 4 tonnes et une vitesse de rotation de 110 RPM. On considère des distances d_1 comprises entre 4 et 7.9 m par pas de 0.3 m. Concernant la distance d_2 , elle sera comprise entre 7.2 et 14.2 m et on l'incrémente par pas de 0.5 m. On aboutit au final à une matrice de 210 simulations dont les résultats sont illustrés sur la Figure 3.47. D'après cette figure, pour une section située à 50 m de profondeur, les vibrations les plus sévères se produisent quand $d_1 < 5\text{m}$ et $d_2 > 12\text{m}$. En revanche, si l'on prend une autre section de la BHA, on remarque que les vibrations les plus sévères se produisent quand $6\text{m} < d_1 < 7\text{m}$ et $11\text{m} < d_2 < 12\text{m}$ (Figure 3.48).

Pour chaque section de la tige, il existe des positions particulières des stabilisateurs pour lesquelles les vibrations latérales sont les plus sévères. Il est donc utile d'optimiser ces positions en minimisant la sévérité des vibrations latérales pour l'ensemble des sections de la BHA. Cependant, ce travail d'optimisation de la BHA ne peut pas se faire sans prendre en compte le comportement directionnel du système de forage.

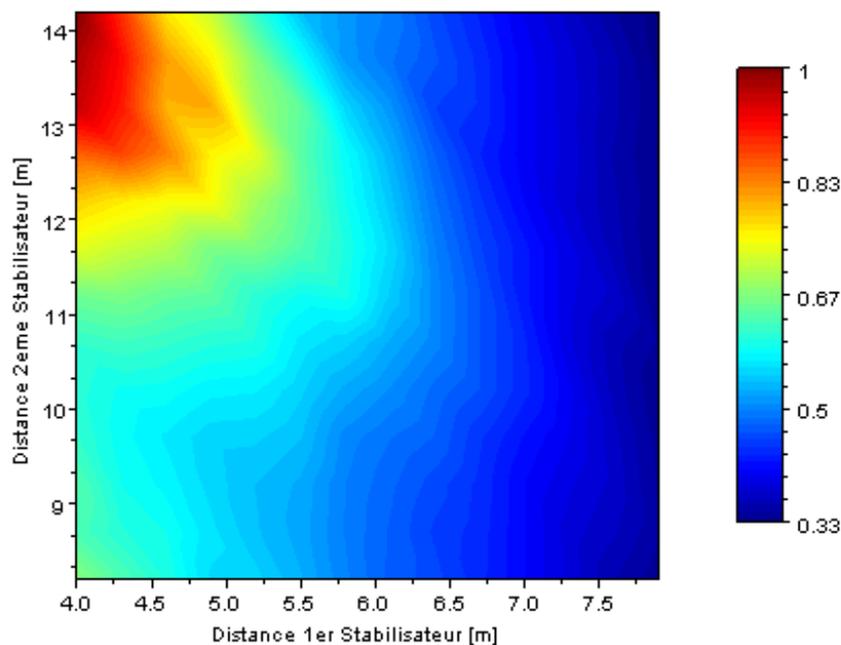


Figure 3.47: Sévérité Normalisée des Vibrations Latérales en Fonction de d_1 et d_2 , Section Située à 50 m de Profondeur

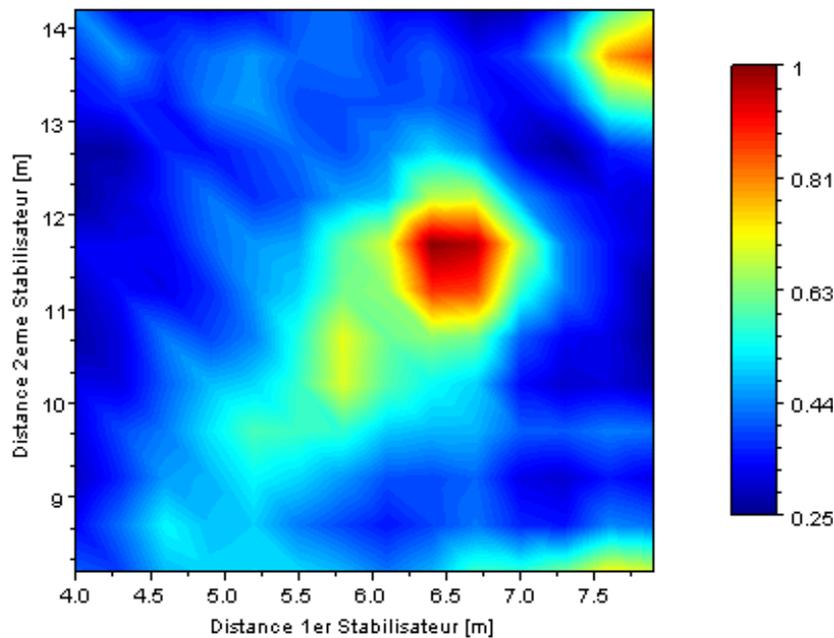


Figure 3.48: Sévérité Normalisée des Vibrations Latérales en Fonction de d1 et d2, Section Située à 108 m de Profondeur

3.5.4. Effet du WOB et de la Vitesse de Rotation

Le poids sur l'outil et la vitesse de rotation sont les seuls paramètres de commande sur lesquels le foreur peut agir pour optimiser le fonctionnement du système de forage.

Dans un premier temps, nous fixons la vitesse de rotation à 60 RPM et nous faisons varier le poids sur l'outil (WOB=2.5, 16.5 et 26.5 tonnes). La Figure 3.49 présente la trajectoire et la force latérale de contact sur la section de la BHA située à 40 m de profondeur.

Pour un poids faible (WOB=2.5 tonnes), on remarque que les vibrations latérales sont de faible amplitude avec absence de contact avec la surface du puits. Mais quand on augmente le poids (WOB=16.5 tonnes), une forme de whirling commence à apparaître accompagnée d'une force de contact non-nulle. Si l'on continue à augmenter le poids (WOB=26.5 tonnes), la section de la tige entame un véritable mouvement de whirling et effectue des tours complets autour de l'axe du puits, ce qui donne à la force de contact sa périodicité.

Notons que dans le cas étudié ici, les forces latérales à l'outil restent très faibles car la BHA considérée est de type stabilisante, conçue pour ne pas dévier latéralement et donc préservant des forces latérales à l'outil très faibles.

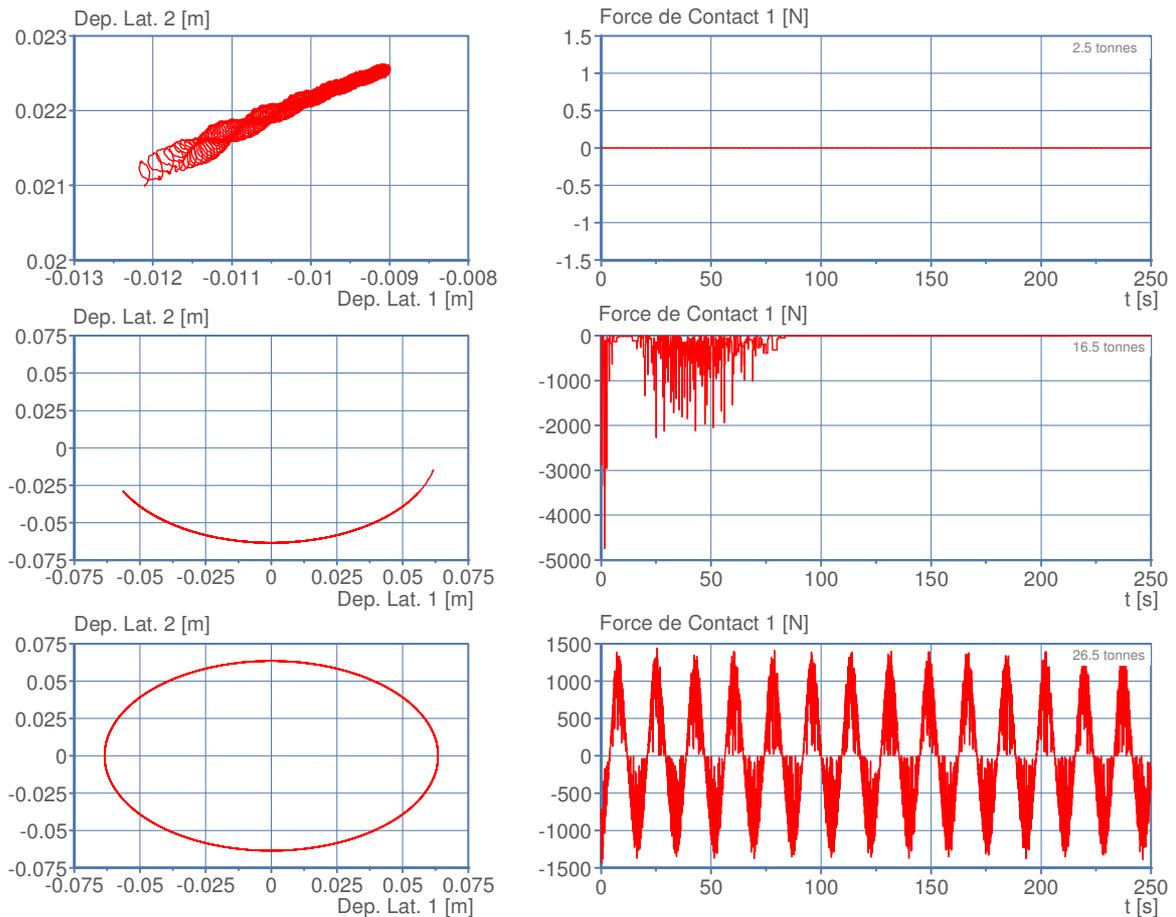


Figure 3.49: Effet du Poids sur l'outil, Vitesse de Rotation = 60 RPM

Fixons maintenant un poids sur l'outil de 20.5 tonnes et faisons varier la vitesse de rotation ($\omega=60, 90$ et 110 RPM). La Figure 3.50 illustre la trajectoire et la force latérale de contact exercée sur la section de la BHA située à 40 m de profondeur. On remarque que dans les trois cas étudiés, un mouvement de backward whirling se produit dont la vitesse varie d'un cas à l'autre (Figure 3.51). De même, les forces de contact ont presque la même amplitude mais n'ont pas la même période puisqu'elles sont liées à la vitesse de whirling.

Remarques :

1- pour déterminer la vitesse de whirling il suffit de calculer la pente de la courbe représentant la phase de whirling en fonction du temps (cf. Figure 2.30).

2- dans les trois cas présentés sur la Figure 3.51, on a un backward whirling avec glissement puisque la vitesse de whirling vérifie la condition suivante $-\frac{R}{J}\omega < \Omega < 0$ (cf. Tableau 1.1).

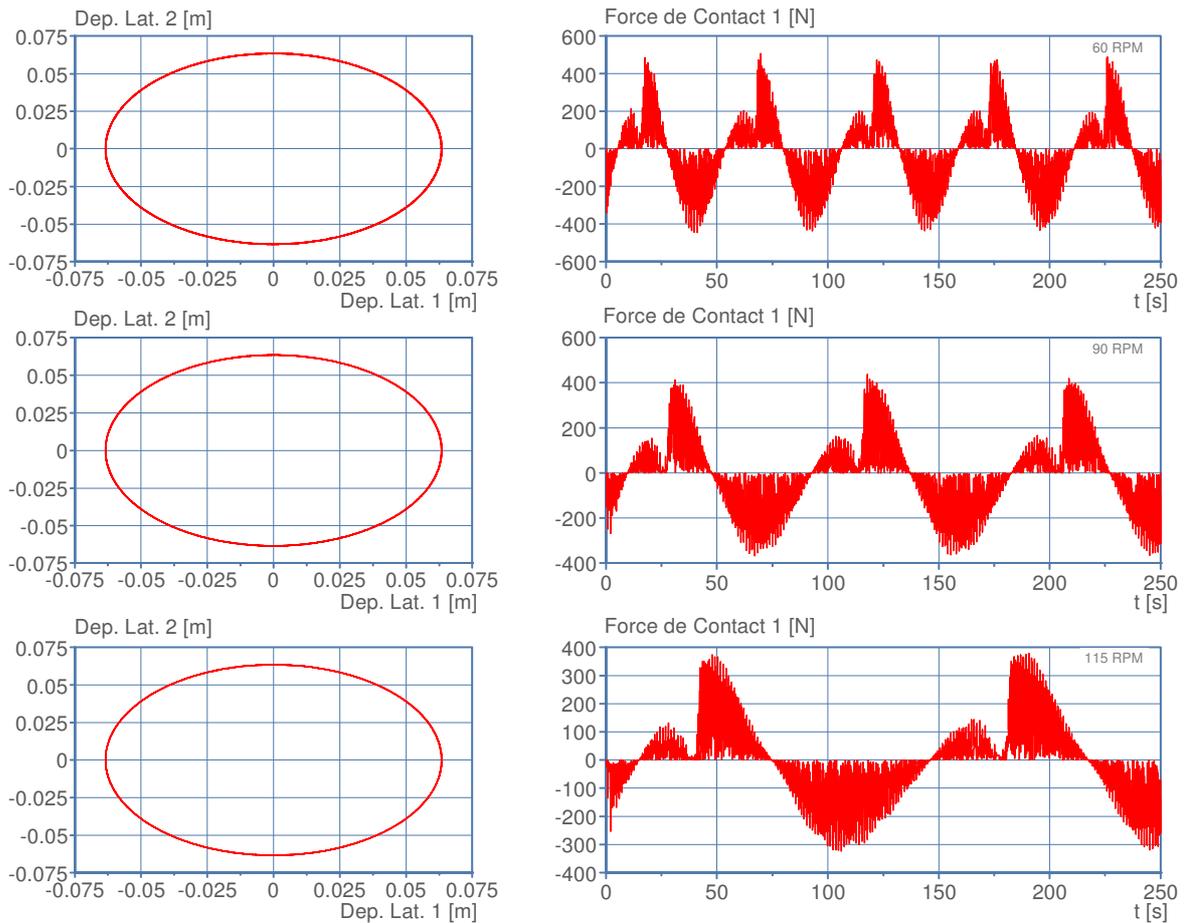


Figure 3.50: Effet de la Vitesse de Rotation, WOB = 20.5 tonnes

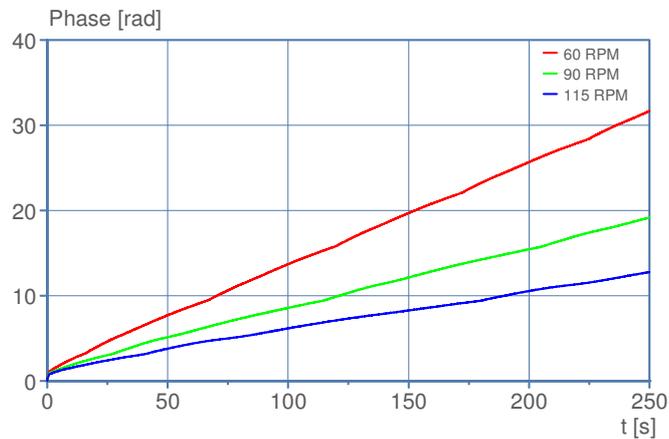


Figure 3.51: Phase de Whirling pour $\omega=60, 90$ et 110 RPM

Un mouvement de whirling peut être initié en augmentant le poids sur l'outil, sa vitesse décroît en augmentant la vitesse de rotation de la tige. Néanmoins, ce résultat reste insuffisant et il faut déterminer les vitesses de rotation et les poids sur l'outil pour lesquels le whirling est le plus sévère. A cette fin, on considère un poids sur l'outil compris entre 16 et 28 tonnes que l'on incrémente par pas de 0.5 tonne et une vitesse de rotation entre 60 et 115 RPM que l'on incrémente par pas de 5 RPM.

On aboutit ainsi à une matrice de 192 simulations dont les résultats sont illustrés sur la Figure 3.52 qui concerne une section de 50 m de profondeur. Ces résultats rappellent ceux de la Figure 2.28 correspondant aux mesures réalisées sur le simulateur des vibrations latérales (Chapitre 2).

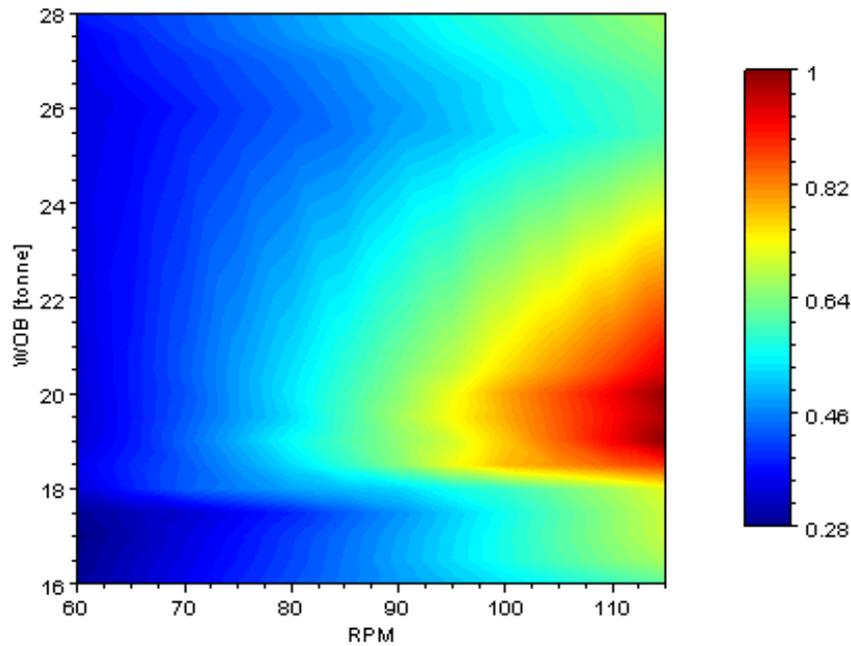


Figure 3.52: Sévérité Normalisée de Whirling en Fonction de ω et WOB

Pour éviter des vibrations sévères de whirling, il suffit donc d'éviter que le couple (RPM, WOB) ne soit situé dans la zone rouge du diagramme de la Figure 3.52. Cependant, des critères de performance du forage pétrolier tels que l'avancement peuvent rentrer dans le conflit.