

ÉTUDE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DES TRAINS DE TIGES DE FORAGE PÉTROLIER

Zakariae El Marzouki

▶ To cite this version:

Zakariae El Marzouki. ÉTUDE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DES TRAINS DE TIGES DE FORAGE PÉTROLIER. 2007. hal-00595365

HAL Id: hal-00595365 https://minesparis-psl.hal.science/hal-00595365

Submitted on 24 May 2011

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers. L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.





Centre de Géosciences

RAPPORT D'OPTION

ETUDE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DES TRAINS DE TIGES DE FORAGE PETROLIER

Zakariae EL MARZOUKI

Option Sol et Sous-sol REF : O071219ZELM Janvier 2008

Résumé

Lors des opérations de forage pétrolier, de violentes vibrations peuvent se produire dans le train de tiges de forage. Ces vibrations indésirables conduisent à une fatigue accrue des garnitures de forage qui peut provoquer leur rupture prématurée. En outre, elles réduisent l'efficacité du processus de forage et abîment les outils électroniques de mesure embarqués.

Avec l'évolution des nouveaux systèmes de forage, l'importance croissante de l'électronique embarquée et la réalisation de trajectoires de puits de plus en plus complexes, les dégâts des vibrations du train de tiges sont devenus extrêmement coûteux. Plusieurs opérateurs s'accordent à dire qu'à l'heure actuelle, ces vibrations sont la principale cause de perte de productivité sur les plate-formes de forage. Le contrôle des vibrations est donc devenu un enjeu majeur dans la réussite économique d'un forage pétrolier.

La société DrillScan est une société de services dans le domaine du forage pétrolier, créée par un ancien doctorant du Centre de Géosciences de l'école des mines de Paris. Elle souhaite élargir son offre de service en intégrant dans son expertise et dans ses outils logiciels l'analyse du comportement dynamique des systèmes de forage.

L'étude a donc porté sur une analyse bibliographique des phénomènes dynamiques rencontrés dans les systèmes de forage, un examen des outils et des approches proposés actuellement sur le marché, et finalement l'évaluation des potentialités du code VBIS. Ce code de calcul, développé par le Centre de Géosciences, détermine les modes propres de vibration d'un train de tiges de forage; la connaissance des modes propres ne couvre évidemment qu'une partie de la problématique du comportement dynamique du système, mais elle est utile pour les opérateurs car elle permet de désigner des plages de valeurs critiques de paramètres de forage, à éviter pour ne pas déclencher des vibrations instables.

1 INTRODUCTION	7
2 GÉNÉRALITÉS	9
2.1 LES VIBRATIONS DES TRAIN DE TIGES DE FORAGE 2.1.1 Vibrations axiales 2.1.2 Vibrations de torsion	9 10 11
2.1.2 Vibrations latérales 2.1.3 Vibrations latérales 2.1.4 Synthèse	11
2.2 LES ENJEUX DE LA MAITRISE DES VIBRATIONS 2.3 PRESENTATION DE LA SOCIETE DRILLSCAN	13 14
2.4 OBJECTIFS DE L'ETUDE	15
3 ETAT DE L'ART	18
3.1 Les approches theoriques	18
3.1.1 Approches fréquentielles	19
3.1.2 Approches temporelles	23
3.1.3 Approches qualitatives	20 28
3.2 IMPLEMENTATIONS OPERATIONNELLES	20 29
3.2.2 Smith Technologies	27
3.2.3 Halliburton	32
3.2.4 Shell	33
3.2.5 Reed Hycalog	34
3.2.6 Conclusion	défini.
4 LE CODE VBIS	36
4.1 GENERALITES SUR L'ANALYSE MODALE	36
4.1.1 Théorie	36
4.1.2 Utilisation pratique	37
4.2 DESCRIPTION DU LOGICIEL VBIS	38
4.2.1 Principe	38
4.2.2 Mode d'utilisation	39
4.2.3 Caracteristiques propres de VBIS	39
4.3 VALIDATION DU LOGICIEL VBIS	40 40
4.5.1 Introduction	40 11
4 3 3 Vibrations de torsion	<i>41</i> 43
4.3.4 Vibrations latérales	45
5 CONCLUSION	65
6 REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	67

INTRODUCTION

Le présent document regroupe les éléments majeurs de l'étude que nous avons menée au sujet des phénomènes vibratoires rencontrés lors des opérations de forage. Ce rapport se compose de 4 parties.

Dans la première partie consacrée aux généralités, nous décrivons la nature physique des vibrations de forage et nous expliquons que le maintien de ces dernières à un niveau convenable est un enjeu majeur lors des opérations de forage. Nous présentons ensuite la société DrillScan ainsi que les principaux objectifs fixés pour cette étude.

Dans la seconde partie, nous essayons d'établir un état de l'art de la recherche scientifique en dynamique du forage pétrolier. Nous recensons à cet effet les diverses approches de modélisation adoptées dans la littérature scientifique ainsi que les différentes implémentations opérationnelles présentes sur le marché.

Dans la troisième partie, nous évaluons les potentialités d'un code développé au Centre de Géosciences dénommé VBIS. L'idée est que DrillScan puisse inclure, dans un avenir proche, le code VBIS dans une offre logicielle destinée au secteur pétrolier.

La quatrième partie présente les conclusions essentielles de l'ensemble de l'étude.

GÉNÉRALITÉS

2.1 Les vibrations des train de tiges de forage

Les puits de production de pétrole et de gaz sont réalisés à l'aide d'un système de forage rotary. La technique du forage rotary consiste à mettre en rotation un outil sur lequel on applique une force orientée dans la direction d'avancement de l'outil. La rotation, générée depuis la surface par la table de rotation, est transmise jusqu'au fond du puits par l'intermédiaire du train de tiges. Les copeaux générés lors de la destruction de la roche par l'outil sont évacués à la surface par la circulation d'un fluide de forage (boue ou air comprimé) (figure 1).



Figure 1 – Schéma simplifié d'un système de forage rotary

Dans la réalité, le mouvement de rotation du train de tiges n'est pas parfaitement régulier et uniforme. En effet, le train de tiges est une structure très élancée, flexible, évoluant dans un environnement complexe et subissant des sollicitations irrégulières. De ce fait, les vibrations mécaniques sont inévitables lors des opérations de forage.

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

2.1.1 Vibrations axiales

Le mouvement se fait selon l'axe du train de tiges. Ces vibrations peuvent dégénérer dans certaines conditions en "rebond de l'outil" (*bit bounce*). Il s'agit d'un phénomène de rebonds successifs de l'outil de forage avec séparation périodique à l'interface outil-roche. Pour les outils tricônes¹ (figure 2), on a coutume d'associer le *bit bounce* à la présence d'un motif à l'interface outil-roche, dit motif trilobé (figures 3 et 4).



Figure 2 – Un outil de forage tricône

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



Figure 3 – Motif trilobé (vue de face)

¹ Un tricône est un outil de forage constitué de trois molettes disposées à 120 degrés les unes des autres et libres de tourner autour de leur axe.



Figure 4 – Motif trilobé (vue de profil)

2.1.2 Vibrations de torsion

Les vibrations de torsion se manifestent sous la forme d'un phénomène d'adhérenceglissement dénommé *stick-slip*. Le stick slip est une vibration de torsion qui provoque des arrêts cycliques de l'outil sur des périodes pouvant représenter jusqu'à 50% du temps de forage. Pendant ces périodes d'arrêt, les tiges, entraînées en rotation depuis la surface, sont mises en torsion grâce à leur élasticité propre. L'outil ne redémarrera que lorsque le couple au fond sera supérieur au couple de frottement statique. La détente des tiges provoque alors une forte accélération favorisée par le fait que le couple de frottement dynamique est inférieur au couple statique. La vitesse de rotation instantanée peut atteindre le triple, voire plus, de la vitesse de surface (figure 5). Ceci permet une relaxation de la garniture. Le couple au fond passe alors en dessous du couple de frottement dynamique, ce qui arrête à nouveau la rotation de l'outil.



Figure 5 – Evolution de la vitesse de rotation du train de tiges (en surface et au niveau de l'outil) lors du phénomène de *stick-slip*

2.1.3 Vibrations latérales

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



Figure 6 – Différents types de whirl

On peut distinguer plusieurs types de whirl (figure 6):

- Forward whirl:

La précession est synchrone i.e. la rotation autour du puits se fait dans le même sens que la rotation propre.

- Backward whirl:

La précession est inverse i.e. la rotation autour du puits se fait dans le sens inverse de la rotation propre. La tige se met donc à rouler sur la paroi du puits. Le roulement peut être avec ou sans glissement.

- Chaotic whirl:

Mélange chaotique des deux précédents types de whirl.

Le *whirl* peut être engendré par un balourd important au niveau des tiges (i.e. centre de masse excentrique et ne correspondant pas au centre géométrique). Il peut aussi être engendré par un flambage du train de tiges.

Le *whirl* se déclenche plus facilement dans les puits quasi-verticaux que dans les puits fortement inclinés. La raison étant que dans les puits verticaux, le train de tiges est libre de se déplacer dans la limite du trou. Par contre, dans un puits dévié, la force de gravitation et le contact continu entre le train de tiges et les parois empêchent la genèse des vibrations latérales.

2.1.4 Synthèse

Le tableau 1 regroupe les caractéristiques essentielles des différents types de vibration cités ci-dessus.

Type de vibrations	Forme dégénérée	Origine physique	Étendue de la Propagation
Axiales	Bit-Bounce	 Pour les tricône: apparition d'un motif trilobé à l'interface outil-roche Pour les outils PDC: inconnue 	Totalité du train de tiges
Torsionnelles	Stick-Slip	Différence entre les coefficients de frottement statique et dynamique au niveau de l'outil	Totalité du train de tiges
Latérales	Whirl	 Excentricité du centre de masse des tiges (effet de balourd) Flambage 	Uniquement la partie basse du train de tiges

Tableau 1 – Récapitulatif des différents types de vibration

L'idée dominante à une certaine époque était que les vibrations axiales (*bit bounce*) étaient les plus préjudiciables au train de tiges et aux outils MWD, on réalise depuis que les vibrations latérales (*whirl*) sont probablement les plus nuisibles. Notons enfin que les vibrations axiales et de torsion se propagent tout le long du train de tiges et atteignent la surface. Les vibrations latérales sont, par contre, plus "sournoises". Elles restent localisées dans la partie inférieure du train de tiges et sont difficilement détectables en surface.

2.2 Les enjeux de la maîtrise des vibrations

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

- conduisent à une fatigue accélérée des tiges de forages par le biais des chargements cycliques générés par les vibrations. Ceci peut conduire à un endommagement (*wash-out*²) ou bien même à une rupture prématurée du train de tiges (*twist-off*³) avec toutes les conséquences catastrophiques que cela induit;

- réduisent la pénétration de l'outil et l'efficacité du processus de forage, une grande partie de l'énergie étant perdue via les vibrations;

- endommagent les outils électroniques de mesure embarqués (MWD⁴/LWD);

² Wash-out : endommagement d'un joint de tige de forage qui provoque une fuite du fluide de forage.

³ Twist-off : rupture catastrophique d'un joint de tige de forage ou d'une masse-tige.

⁴ MWD/LWD : Abréviations de l'anglais "*Measurements while Drilling*" et "*Logging while Drilling*". Les outils MWD/LWD permettent d'évaluer certaines propriétés physiques de la formation (généralement la pression, la température et la trajectoire du forage en 3D pour les outils MWD et porosité, rayons gamma, vitesses soniques, pour les outils LWD) à mesure que l'on fore la roche. Ces données sont transmises à la surface via des pulsions

- accélèrent l'usure de l'outil de forage;

- élargissent le trou foré et influent sur la stabilité et la régularité des parois du puits;

- induisent un mauvais contrôle directionnel de la trajectoire du puits. Les vibrations rendent en effet difficile le maintien de l'orientation de l'outil et des paramètres mécaniques (WOB⁵ et TOB^6) adéquats.

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

- les forages sont de plus en plus profonds (des profondeurs de l'ordre de 8000m sont devenues courantes à l'heure actuelle), les roches rencontrées sont de plus en plus dures ce qui génère de plus fortes vibrations⁷;

- les trajectoires de puits deviennent géométriquement plus complexes et la précision est dorénavant primordiale. Les vibrations, qui sont d'ailleurs amplifiées par la complexité même de la géométrie du puits, sont à proscrire à cause de la perte de contrôle directionnel qu'elles peuvent engendrer;

- les nouveaux outils sophistiqués MWD sont extrêmement onéreux. Ils sont de plus particulièrement vulnérables aux vibrations (surtout les vibrations latérales);

- les coûts de location des plate-formes (*rigs*) atteignent à l'heure actuelle des niveaux très élevés⁸. Les pertes de temps sont donc extrêmement pénalisantes du point de vue financier. Les vibrations de forage ont été identifiées par de nombreux opérateurs comme l'une des principales causes de perte de productivité sur les plate-formes de forage, elles ont donc un impact financier loin d'être négligeable.

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

2.3 Présentation de la société DrillScan

DrillScan SARL est une société de services dans le domaine du forage pétrolier. Elle a été fondée en 2001 par Christophe SIMON, ancien chercheur et doctorant du Centre de

de pression qui se propagent dans la boue de forage ou bien enregistrées sur des supports de mémoires remontés ensuite à la surface.

⁵ WOB : Abréviation de l'anglais "*Weight on Bit*". Il s'agit de la force appliquée sur l'outil de forage suivant son axe de révolution.

⁶ TOB : Abréviation de l'anglais "*Torque on Bit*". Il s'agit du couple mécanique au niveau de l'outil de forage.

⁷ Il est généralement connu chez les foreurs que les défaillances mécaniques des garnitures de forage sont plus fréquentes lorsque l'on fore des roches dures. Ceci est, en général, attribué à l'apparition de vibrations plus sévères dans ce genre de formations.

⁸ Le coût moyen de location d'une plate-forme de forage est de l'ordre de 100.000 \$/jour. Les plate-formes les plus chères peuvent atteindre des coûts de location exorbitants : par exemple Transocean (grande compagnie de forage en offshore) a décroché un contrat à 600.000 \$/jour pour la location de l'une de ses plate-forme en haute mer.

Géosciences de l'Ecole des Mines de Paris. DrillScan est en charge de la valorisation des travaux de recherche (logiciels scientifiques et brevets) dans le domaine du forage pétrolier conduits par le Centre de Géosciences.



DrillScan exerce essentiellement 3 types d'activités:

- <u>Services:</u>

DrillScan conduit des expertises techniques (forage directionnel, *Torque & Drag*, forabilité...), assure un support opérationnel aux différentes étapes du processus de forage, et propose des formations pour les ingénieurs foreurs.

- Logiciels:

DrillScan a développé des logiciels (ex: BHA Management®) basés sur les modèles scientifiques développés au Centre de Géosciences. Il s'agit de logiciels d'aide à la décision pour les ingénieurs foreurs, ces logiciels sont vendus par licence associée à de la maintenance.

- Valorisation de brevets:

DrillScan s'investit dans la valorisation de plusieurs brevets déposés par le Centre de Géosciences:

- le brevet Gyrostab (en co-propriété avecTotal), portant sur un stabilisateur débrayable permettant un meilleur contrôle des trajectoires de forage;
- le brevet d'un outil de forage dit "auto-pénétrant", portant sur un concept d'outils nécessitant moins de poussée pour avancer.

DrillScan participe, en outre, aux efforts de recherche et développement menés par le Centre de Géosciences.

2.4 Objectifs de l'étude

Nous avons vu qu'en raison du contexte pétroliers actuel et des défis techniques rencontrés, la maîtrise des vibrations du train de tiges de forage est devenue un enjeux majeur

dans la réussite économique d'un forage pétrolier. Par conséquent, les opérateurs pétroliers sollicitent, de plus en plus, des services d'expertise technique dans le domaine de la dynamique du forage.

Tous les outils d'expertise technique développés par DrillScan, notamment le logiciel BHA Management®, sont basés sur une approche statique du comportement mécanique du train de tiges. Ce type d'approche ne permet pas d'aborder les aspects dynamiques du mouvement du train de tiges. DrillScan souhaite élargir son offre de service en intégrant dans son expertise et dans ses outils logiciels l'analyse du comportement dynamique des systèmes de forage. Notre travail vise à permettre à DrillScan d'atteindre ce but dans un avenir plus ou moins proche.

Deux objectifs nous ont été assignés :

- **Etablir un état de l'art de la recherche en dynamique du forage :** Il s'agira de dégager les différentes approches de recherche connues et de recenser les différentes offres d'expertise présentes sur le marché.

- **Evaluer les potentialités du code VBIS :** VBIS est un logiciel d'analyse modale développé au Centre de Géosciences, l'analyse modale étant l'une des nombreuses façons d'aborder la problématique de la dynamique du forage. Notre travail consistera à analyser ce code, à le valider et à l'améliorer si nécessaire.

ETAT DE L'ART

La recherche en mécanique s'est intéressée très tôt au problème des vibrations du train de tiges de forage, le premier article traitant du sujet datant de 1961⁹. Depuis, Les vibrations du train de tiges et, de manière plus générale, les phénomènes dynamiques associés au forage pétrolier ont été étudiés de manière extensive dans la littérature scientifique et technique. Ceci a donné lieu à un nombre impressionnant de publications où toutes les facettes du problème semblent avoir été abordées de manière plus ou moins détaillée, ainsi:

- un grand nombre de modèles théoriques ont été proposés pour simuler le comportement dynamique d'un système de forage;

- chaque phénomène dynamique (*bit-bounce*, *stick-slip*, *whirl*) a fait l'objet d'une étude ciblée et détaillée;

- des procédures opérationnelles, des outils de simulation numérique ainsi que des dispositifs matériels ont été élaborés pour atténuer les dégâts dus aux phénomènes dynamiques.

Nous résumons brièvement dans cette partie les éléments essentiels de l'étude bibliographique que nous avons menée. Nous recensons d'abord les différentes approches de modélisation théoriques présentes dans la littérature. Nous présentons ensuite les principales implémentations pratiques de ces travaux de recherche.

Nous incluons en annexes un tableau regroupant les équipes de recherche travaillant actuellement ou ayant travaillé auparavant sur des sujets relatifs à la dynamique des systèmes de forage.

3.1 Les approches théoriques

Résumer en quelques pages toute la littérature scientifique traitant de la dynamique du train de tiges est une tâche impossible en pratique, aussi nous sommes-nous limités, dans le cadre de notre recherche bibliographique, à certains aspects du sujet:

- nous laissons de côté toutes les approches de type hardware i.e. pour lesquelles la limitation des mouvements nuisibles du train de tiges se fait via l'utilisation de dispositifs matériels et nous nous intéressons uniquement aux approches pouvant déboucher sur un outil de simulation numérique (approches de type *software*);

- nous ne nous intéressons pas à la modélisation de l'interaction outil-roche (axe de recherche bien développé par ailleurs au Centre de Géosciences) et nous nous focalisons sur les articles qui étudient uniquement le comportement mécanique du train de tiges (BHA¹⁰ + drill pipes);

⁹ L'article s'intitule "An Analytical Study of Drill String Vibration" ASME Journal of Engineering for Industry, 1960, pp.226-230.

¹⁰ BHA: Abréviation de l'anglais "*Bottom Hole Assembly*" que l'on peut traduire par "assemblage fond de puits". La BHA désigne la partie inférieur du train de tiges qui comportant les masses tiges, les stabilisateurs ainsi que

En nous basant essentiellement sur les publications de la SPE¹¹, l'objectif est de dégager les différentes approches adoptées et d'estimer ensuite l'intérêt pratique de chacune d'entre elles. A noter, d'une part, que la nomenclature utilisée nous est propre et ne correspond pas forcément à un consensus dans le domaine et d'autre part que les articles de la SPE n'étant pas très détaillés d'un point de vue scientifique, nous avons souvent dû nous baser sur notre intuition pour comprendre de manière synthétique les démarches adoptées.

3.1.1 Approches fréquentielles

3.1.1.1 Analyse modale

L'idée de base de cette approche est la suivante : les phénomènes dynamiques nuisibles se déclenchent lorsque la structure de forage est sous l'action d'une excitation périodique dont la fréquence est proche de l'une des fréquences propres de la structure. Dans le cadre de cette approche, les différents phénomènes dynamiques observés (*bit-bounce, stick-slip, whirl*) sont assimilés à une résonance de la structure :

- le *bit-bounce* correspond à une résonance axiale;
- le stick-slip correspond à une résonance en torsion;
- le *whirl* des tiges correspond à une résonance latérale.

Le principe de l'approche consiste à calculer les fréquences propres et ensuite à recommander aux foreurs de ne pas exciter le système à l'une de ces fréquences. La source d'excitation généralement prise en compte est la rotation du train de tiges, ceci veut dire que la vitesse de rotation du train de tiges (RPM¹²) doit être choisie de manière à conduire à une excitation du système la plus éloignée possible des fréquences propres. Une idée annexe consiste à modifier la structure de la BHA (ou bien même la courbure du puits) pour rendre les fréquences propres le plus "évitable" possible (plus un système est rigide plus les fréquences propres sont élevées plus elles sont espacées et donc facilement évitables).

A chaque fréquence propre correspond une déformée modale. L'examen de la déformée modale permet de déterminer les points qui subissent les plus fortes amplitudes de vibrations. Une idée consiste alors à modifier la composition de la BHA de manière à ce que les points d'amplitude de vibration maximale se situent dans les zones les moins vulnérables de la BHA (en particulier loin des instruments MWD/LWD).

Modélisation

La théorie mécanique généralement adoptée est celle des poutres i.e. la structure est considérée comme unidimensionnelle (choix parfaitement justifié puisque le rapport épaisseur/longueur d'un train de tiges de forage peut être inférieur à celui d'un cheveu humain)

les outils MWD/LWD. Le comportement directionnel du forage est grandement influencé par la composition de la BHA, en particulier, par la répartition des stabilisateurs.

¹¹ Society of Petroleum Engineers.

¹² RPM : abréviation de l'anglais "*Rotations per Minute*". RPM désigne le nombre de tours par minute du train de tiges de forage. La valeur du RPM en fond de trou peut être différente de celle mesurée en surface (dans le cas du *stick-slip* par exemple).

et les efforts sont exprimés en termes d'efforts normaux et tranchants et de moments fléchissant et de torsion. La structure est généralement discrétisée par la méthode des éléments finis et la détermination des fréquences se fait par la résolution d'un système aux valeurs propres (les valeurs propres correspondent aux fréquences propres de la structure et les vecteurs propres aux déformées modales). Notons que le calcul des fréquences propres est généralement précédé d'un détermination de la déformée statique du train de tiges. Cette déformée permet de déterminer les points de contact du train de tiges avec la paroi du puits. La connaissance de ces points de contact est primordiale pour le calcul des fréquences propres latérales (la localisation des points de contacts permet de délimiter en particulier ce que l'on appelle la longueur effective du train de tiges i.e. la seule zone à subir des vibrations latérales d'une amplitude significative).

Les éléments suivants sont pris en compte dans la modélisation décrite ci-dessus :

- WOB (poids sur l'outil);
- Géométrie du puits;
- Structure de la BHA (nombre et répartition des stabilisateurs).

- Présence du fluide de forage (généralement via un coefficient de masse ajoutée);

• <u>Points forts</u>

L'approche par analyse modale offre une réponse <u>simple</u> et <u>rapide</u> à la problématique du comportement dynamique d'un train de tiges de forage:

- simple car il suffit d'éviter d'exciter la structure à l'une de ses fréquences propres pour éviter les vibrations nuisibles. Pour cela, le foreur devra tout simplement s'éloigner de certaines vitesses de rotation dites critiques (*Critical RPMs*);

- rapide car le calcul des fréquences propres ne demande pas beaucoup de ressources en puissance et en temps de calcul (de l'ordre de quelques secondes par exemple pour le code VBIS sur un ordinateur de bureau standard).

Ceci fait que l'approche par analyse modale est la plus facilement implémentable sur site car sa maîtrise est abordable pour n'importe quel technicien ou ingénieur et elle n'est pas gourmande en ressources matérielles de calcul. Sa rapidité lui permet même d'être combinée avec les mesures en temps réel réalisées en bas de puits de manière à actualiser en permanences les paramètres du modèle (courbure du puits, diamètre du puits, poids et couple sur l'outil) pour prédire les vitesses de rotation critiques de manière plus précise et réaliste [4].

• Points faibles

L'analyse modale comporte de nombreuses limitations qui sont en grande partie dues au caractère quelque peu simpliste de la modélisation :

- un nombre considérable d'instabilités vibratoires détectées ne peuvent pas être expliquées en termes de résonance [9] (en tout cas, pas par une résonance simple telle que définie ci-dessus). Certains chercheurs considèrent à cet effet que l'atténuation du phénomène de *stick-slip* ne peut pas être basée sur une analyse modale puisque le *stick-slip* est une vibration auto-entretenue;

- la nature de l'excitation à l'origine de la résonance reste assez floue et confuse, ceci fait que la fréquence de l'excitation à considérer n'est pas clairement établie. La plupart du temps, la fréquence retenue est celle de la vitesse de rotation du train de tiges, certains articles recommandent de considérer aussi certains multiples entiers de la vitesse de rotation (3*RPM lorsque l'on utilise des outils tricônes par exemple), d'autres articles recommandent de prendre en compte également la fréquence de la pompe de la boue de forage;

- l'analyse modale ne permet pas de prendre en compte les phénomènes dynamiques non-linéaires. En particulier, elle ne prend pas en compte les grands déplacements ou bien l'effet des contacts intermittents entre le train de tiges et les parois du puits;

- l'analyse modale ne permet pas de prédire l'amplitude des vibrations, en effet les déformées modales obtenues sont "normalisées" i.e. on peut connaître le rapport relatif des amplitudes de vibration en deux points de la structure mais pas la valeur quantifiée de l'amplitude;

- il existe une grande difficulté pour déterminer les conditions limites appropriées i.e. quel type de liaison à choisir aux extrémités de la poutre. Des suggestions dissemblables sont proposées par les chercheurs pour le choix des conditions limites et aucune justification théorique ou qualitative n'est généralement fournie (la raison des choix repose généralement sur la concordance des résultats des calculs avec les résultats expérimentaux);

- L'analyse modale donne des consignes à suivre pour éviter les vibrations nuisibles mais ne fournit pas de procédure pour atténuer les vibrations importantes une fois que celles-ci commencent à être détectées i.e. on peut prévenir mais on ne peut pas guérir. La modification de la vitesse du train de tiges peut ne pas suffire (notamment pour le phénomène de précession car une fois l'instabilité déclenchée il est difficile de l'arrêter).

• Principales références

Chercheurs: Paslay P. R., Neubert M., John D. Macpherson, Pushkar N. Jogi, Heisig G., Dykstra M.W., D. C-K Chen, S. G. Lapierre, T. M. Burgess, G. L. McDaniel, P. K. Das Documents: [1], [2], [3], [4], [7], [8], [18], [31], [34]

3.1.1.2 Méthode des mobilités

Le principe de cette méthode est basé sur la construction d'une analogie entre les systèmes mécaniques et les circuits électriques. La structure physique réelle est remplacée par un système discret équivalent (assemblage de masses, ressorts, amortisseurs etc...). L'analyse se fait dans le domaine fréquentiel. Le but est alors de calculer une fonction mathématique complexe¹³ que l'on nomme mobilité ou bien impédance mécanique. Cette fonction traduit le rapport entre l'amplitude complexe¹⁴ de la vitesse de vibration en un point de la structure et

 ¹³ Au sens mathématique
 ¹⁴ L'amplitude complexe comporte à la fois l'amplitude proprement dite et la phase ce qui permet de calculer le déphasage entre entrée et sortie.

l'amplitude complexe l'excitation mécanique en un autre point, ce rapport dépend de la fréquence d'excitation. Pour cela on dispose des impédances mécaniques des éléments de base (masses, ressort, amortisseurs etc...) et l'on calcule l'impédance mécanique du système complet par certaines règles algébriques (les impédances mécaniques s'additionnent lorsque les éléments sont assemblés en série et les inverses des impédances s'additionnent lorsque les éléments sont assemblés en parallèle).



Figure 7 - Notion de mobilité et mobilités de base

• Points forts

Il s'agit d'une approche de type fréquentiel mais dans un sens plus large que la simple analyse modale puisque l'on peut estimer la réponse de la structure à une gamme continue de fréquences et non pas seulement identifier un ensemble discret de fréquences conduisant à des instabilités. Elle permet en plus d'intégrer divers effets d'amortissement fluides et mécaniques. Une plus grande variété de conditions limites peut être adoptée: on peut choisir des conditions limites hybrides plus complexes que pour l'analyse modale et l'on peut même prendre en compte les caractéristiques mécaniques de la lithologie dans l'élaboration de ces conditions [33] (via la notion d'impédance de roche).

• Points faibles

A notre avis, la méthode des mobilités est quelque peu simpliste et elle a peut être été utilisée pour des raisons historiques vu sa relative souplesse et par manque de ressources de calcul suffisantes dans les décennies précédentes.

Principales références

<u>Chercheurs:</u> J. D. Jansen, L. Van Den Steen, F. Clayer, J.K. Vandiver, H. Y. Lee <u>Documents:</u> [15], [23]

3.1.2 Approches temporelles

On peut distinguer deux façons d'aborder le problème par une approche dans le domaine temporel, la première consiste à modéliser la structure continue réelle du train de tiges de forage, l'autre consiste à considérer un système discret simplifié équivalent.

3.1.2.1 Structure réelle

Il s'agit de l'approche la plus naturelle et la première à se présenter à l'esprit lorsque l'on décide de s'intéresser à la dynamique du forage. Elle consiste à simuler l'évolution dans le temps du système de forage plus ou moins complet¹⁵ en utilisant l'une des méthodes de simulation numérique habituellement utilisées en mécanique et le plus souvent basées sur la méthode des éléments finis.

• Modélisation

La théorie généralement utilisée est celle des poutres (la théorie peut être plus ou moins avancée selon la précision que l'on veut donner à la simulation: Bernouilli, Rayleigh, Timochenko, Cosserat, etc...), chaque nœud a ainsi au maximum 6 degrés de liberté (le plus souvent on se limite à moins que 6 degrés). A notre connaissance, il n'y a pas eu jusqu'à présent d'étude où le train de tiges soit modélisé en 3D à l'image de ce qui se fait pour les outils de forages.

• Points forts

Les points forts de cette approche sont évidents puisqu'elle permet une compréhension plus fine et plus réaliste du comportement dynamique de la structure, en intégrant notamment les non-linéarités de contact, les effets d'amortissements et en ne se cantonnant pas uniquement aux petits déplacements.

• Points faibles

Il s'agit certes de l'approche la plus intuitive et la plus naturelle pour traiter le problème, mais elle nous laisse toutefois assez sceptiques quant à son utilité pour des raisons d'ordre pratique et théorique. D'un point de vue pratique, les simulations numériques dynamiques sont très gourmandes en temps et en ressources de calculs. En 2000, il fallait 72 heures de calculs pour l'équipe de Baker Hughes INTEQ pour simuler 75s de forage pour une structure contenant seulement 155 éléments finis [2]. Les machines sont plus performantes à l'heure actuelle mais les simulations restent à notre avis toujours excessivement lourdes. D'un point de vue théorique, l'utilité de ce genre de simulation n'est concevable que si l'on est assuré d'un certain degré de précision pour les résultats en sortie. Or les modèles utilisés dépendent d'un nombre considérable de paramètres qui ne sont pas toujours connus avec précision (coefficients de frottement avec les parois du puits, loi-outil dépendant elle même de la formation rocheuse rencontrée, comportement du fluide de la boue de forage etc...).

¹⁵ L'outil est généralement modélisé par une simple condition limite ou par une loi outil expérimentale empirique. L'approche la plus avancée sur ce point est celle de Baker Hughes qui couple deux codes, l'un simulant le comportement mécanique du train de tiges à 6 degrés de libertés pour chaque nœud et un autre code simulant le comportement en 3D de l'outil de forage uniquement. Smith Technologies semblent suivre une procédure similaire via le logiciel I-Drill.

<u>Principales références</u>

<u>Chercheurs:</u> Michael Neubert, Dykstra M.W. <u>Documents:</u> [2], [4], [8], [34]

3.1.2.2 Système équivalent simplifié

Le but de cette approche est d'étudier et de comprendre en détail certains phénomènes dynamiques observés sur les plate-formes de forage. Modéliser l'ensemble de la structure continue de manière minutieuse et détaillée conduirait à des modèles extrêmement lourds (en termes de puissance et temps de calcul, ce qui n'était pas facilement accessible il y'a une ou deux décennies) et compliqués à manipuler (vu la quantité des paramètres à prendre en compte).

L'idée est d'arriver à comprendre de manière schématique le comportement temporel dynamique de la structure. Pour arriver à cela, on n'étudie pas la <u>structure physique réelle</u> proprement dite mais plutôt un <u>système virtuel discret équivalent simplifié</u>.

Modélisation

On identifie tout d'abord une zone de la structure dont le mouvement présente un certain intérêt pour l'étude d'un phénomène dynamique particulier. On peut, par exemple, s'intéresser aux mouvements latéraux d'une section d'un *tool-joint¹⁶* situé entre deux *drill-collars* pour étudier le phénomène de whirl (figure 8). On peut aussi considérer le mouvement de rotation de l'extrémité basse de la BHA pour étudier le phénomène de stick-slip (figure 9).

La structure physique réelle est alors remplacée par un système discret équivalent (assemblage de masses, ressorts, amortisseurs etc...) en considérant la zone d'intérêt comme une masse ponctuelle ayant un certain nombre de degrés de liberté. L'objectif est que l'état mécanique de la zone étudiée puisse être décrit à travers un nombre réduit de paramètres scalaires pour obtenir un système d'équation de mouvement le plus simple et petit possible. Les grandeurs discrètes équivalentes (masses, inerties, rigidité des ressort, coefficients d'amortissement etc...) sont dérivées à partir du modèle physique en utilisant le théorème des travaux virtuels.

Les équations sont discrétisées en temps (par exemple par la méthode de Newmark ou bien celle de Runge-Kutta) et résolues pas à pas. L'aspect le plus délicat réside alors dans le choix du bon incrément de temps (pas trop grand pour ne pas tomber dans des problèmes d'instabilité numérique et pas trop faible pour ne pas obtenir des temps de calcul trop long). Généralement, chaque chercheur ou groupe de recherche s'est attaché à se concentrer sur un phénomène dynamique particulier (Stick-slip : J.D. Jansen, Thomas Richard, Leon Van den Steen; Whirl : J.D. Jansen, H. Melakhessou).

¹⁶ *Tool-joint* : en français "joint de tige". Les joints de tiges sont situés aux deux extrémités d'une tige et permettent de raccorder deux tiges par des filetages. Ils ont en général un diamètre externe supérieur au reste du corps de la tige.



Figure 8 – Modélisation du phénomène de *whirl* par les mouvements relatifs d'une section d'un *tool-joint* et d'une section de *drill-collar* par un assemblage de masse et de ressort [25].



Figure 9 – Modélisation du phénomène de *stick-slip* en considérant le système de forage comme équivalent à un pendule de torsion (à droite) [33].

• Points forts

Cette méthode offre certains avantages en comparaison avec l'approche qui consisterait à modéliser dans le détail la structure continue en 3 dimensions :

- Rapidité des calculs :

La relative simplicité de la modélisation permet d'obtenir des équations de mouvements plus rapide à résoudre, on arrive ainsi à simuler les comportements transitoires avec des temps de calcul raisonnables en utilisant des ressources de calculs à la portée (certains modèles tournent sur MATLAB).

- Focalisation sur un aspect particulier :

La relative simplicité et maniabilité de la modélisation permet de :

• se concentrer sur un <u>phénomène dynamique particulier</u> dans une <u>zone bien</u> <u>déterminée du train de tiges</u>. On peut ainsi mieux comprendre les conditions d'apparition des phénomènes dynamiques instables. Ceci peut déboucher sur la formulation de procédures opératoires à l'attention des foreurs pour éviter de susciter ces instabilités ou pour les atténuer une fois qu'elles ont été déclenchées;

 se focaliser sur des <u>manifestations physiques</u> que l'on ne peut pas prendre en compte dans d'autres approches (par exemple, le détail des effets non linéaires relatifs aux contacts intermittents entre le train de tiges et les parois du puits et qui peuvent conduire dans certaines conditions à des mouvements chaotiques).

• Points faibles

Les études relevant de cette approche sont <u>généralement cantonnées</u> dans le domaine de la recherche. Les temps de calculs restent tout de même assez élevés surtout lorsqu'il s'agit de faire une analyse de sensibilité. Les modèles ne sont pas aussi simples à comprendre et maîtriser qu'en analyse modale et surtout la réponse fournie n'est pas aussi claire et catégorique.

Nous pensons toutefois que de telles approches possèdent tout de même des avantages pratiques non négligeables, surtout s'ils sont utilisés par une sorte de support technique. Elles peuvent ainsi servir à formuler des recommandations d'ordre général en termes de procédures opératoires (exemple : si stick-slip apparaît, augmenter RPM et réduire WOB) ou bien aider à concevoir des dispositifs matériels destinés à atténuer les vibrations néfastes. Elles peuvent être utilisées à titre d'analyse post-opératoire pour trouver une solution à des problèmes récurrents.

Principales références

<u>Chercheurs:</u> Christoforou A. P. Yigit A. S., Richard T., J. D. Jansen, L. Van Den Steen, Melakhessou H., Berlioz A, Ferrari G. <u>Documents:</u> [10], [11], [12], [15], [25], [33]

3.1.3 Approches qualitatives

3.1.3.1 Analyse de stabilité

L'idée de cette approche est d'étudier le comportement dynamique du train de tiges de manière plus qualitative que quantitative. On ne cherche pas à trouver des solutions pour les équations du mouvement mais plutôt à décrire la nature de ces solutions (stables ou bien instables dans un certain sens mathématique¹⁷). On utilise pour cela la théorie de la stabilité linéaire ce qui nécessite de réduire au minimum le nombre de variables décrivant le système. Pour cela le système est simplifié à l'extrême par une approche identique à l'approche 2.2.2.

La théorie de la stabilité linéaire peut être rapidement décrite de la façon suivante :

¹⁷ Grosso modo, le système est instable si la moindre perturbation de ce dernier autour d'un état stationnaire peut croître indéfiniment dans le temps.

Les équations du mouvement d'un quel système dynamique linéaire peuvent être décrites par un système d'équations différentielles du premier ordre de la forme :

$$\frac{d\vec{X}}{dt} = [M]\vec{X}$$

où [M]est une matrice n×n et \bar{X} est un vecteur de dimension n de déplacements et de vitesses généralisés. Les solutions stationnaires des équations du mouvement sont alors stables si toutes les parties réelles des valeurs propres de la matrice [M] sont négative. Ceci nous conduit alors à un ensemble d'inégalités sur les coefficients de la matrice [M] qui dépendent eux-mêmes des paramètres du problème (WOB, RPM, TOB etc...). Ceci nous amène ensuite à un ensemble d'inégalités faisant intervenir les paramètres physiques du problème, ces inégalités traduisent les conditions de stabilité.

Une fois les conditions de stabilité obtenues, il est d'usage de les représenter en 2D (en hachurant les zones instables par exemple) (figure 10).



Figure 10 - Graphe de stabilité (extrait de [29])

• Points forts

La compréhension globale de la dynamique du train de tiges demande de réaliser des études de sensibilité paramétrique qui sont souvent lourdes à mettre en œuvre en termes de temps de calcul. L'analyse de stabilité permet de s'affranchir de cela puisqu'il s'agit en quelque sorte d'une étude de sensibilité faite à la "source" (i.e. de manière analytique directement sur les équations du mouvement sans même avoir à résoudre ces dernières).

A la différence de l'analyse modale, l'analyse de stabilité ne fournit pas uniquement des valeurs de fréquences discrètes à éviter mais plutôt des zones critiques ayant une certaines extension et dont il faudra s'éloigner. Pour des considérations purement intuitive, cette vision des choses nous paraît plus proche de la réalité. En outre, la théorie de la stabilité linéaire

permet d'estimer le caractère plus où moins instable de chaque zone d'instabilité via la notion de sévérité introduite par Dunayevsky [17].

• Points faibles

L'analyse de stabilité (du moins telle que décrite par Dunayevsky), ne peut être facilement menée que si le système physique étudié peut être décrit à travers un nombre limité de grandeurs scalaires. Ceci nécessite donc de simplifier le modèle à l'extrême et l'on perd alors en réalisme. Les autres points faibles à noter sont similaires à ceux cités à propos de l'analyse modale.

• Principales références

<u>Chercheurs:</u> V.A. Dunayevsky, F. Abbassian, Arnis Judzis <u>Documents:</u> [17],[29]

3.1.3.2 Approche stochastique

Quelque soit la modélisation adoptée pour le système de forage, on est inéluctablement confronté à des sources d'erreurs. Ces erreurs proviennent en grande partie de l'incertitude sur les paramètres d'entrée du modèle (coefficients de frottement, amplitude de l'excitation, coefficients d'amortissement, jeu du train de tiges, etc...). L'idée de l'approche stochastique consiste à étudier l'influence des incertitudes affectant les paramètres du modèle sur la variabilité de la sortie. Ainsi les données d'entrées ne sont pas des constantes mais des variables aléatoires suivant certaines lois probabilistes, les résultats en sortie sont donc aussi des variables aléatoires, le but de l'approche stochastique est d'estimer certaines propriétés de ces variables (par exemple, l'écart-type de la contrainte calculée en un point de la structure) de façon à pouvoir juger du résultat. Il ne s'agit pas d'une approche de modélisation proprement dite mais plutôt de l'estimation de la qualité d'une modélisation. Pour obtenir des résultats avec des temps de calcul raisonnables, certaines méthodes d'approximation ont été développées dont la technique dite de linéarisation statistique utilisée par Spanos sur une modélisation des vibrations latérales du train de tiges [13].

Principales références

<u>Chercheurs:</u> Spanos P. D., Chevalier A. M., Politis N. P. <u>Documents:</u> [13]

3.2 Implémentations opérationnelles

De nombreux industriels du secteur pétrolier, opérateurs et sociétés de services confondus, se sont intéressés à la problématique de la dynamique du forage. Par exemple, Elf Aquitaine a mené un important programme de recherche sur la dynamique du forage dans les années 85-95¹⁸ (programme DYNAFOR). D'autres compagnies ont pris le relais depuis,

¹⁸ L'objectif du programme doté d'un budget de 90MF était d'utiliser l'information dynamique du processus de foration pour d'une part obtenir une information en temps réel sur la roche forée (SNAP log) et d'autre part d'optimiser le processus de foration, notamment dans les roches dures.

notamment Baker Hughes et Halliburton. Comme pour la précédente partie, consacrée au recensement des différentes approches théoriques, nous nous intéresserons uniquement aux offres de logiciels de simulation numériques et nous laisserons de côté les dispositifs matériels atténuateurs de vibrations. Nous examinerons, compagnie par compagnie, les différents offres présentes sur le marché.

3.2.1 Baker Hughes



La compagnie para-pétrolière Baker Hughes semble assez bien avancée dans l'étude de la dynamique du forage pétrolier. Elle regroupe parmi ses équipes de recherche, notamment au sein de sa filiale INTEQ, grand nombre des experts mondialement reconnus dans l'étude dynamique du forage (Gerald Heisig, Michael Neubert, John D. Macpherson, Pushkar Jogi, etc.).

Baker Hughes offre une gamme de logiciels de simulation numérique dénommée "BHASYS". L'offre est déclinée en trois produits (BHASYS, BHASYS Pro et BHASYS TD), destinés à des usages différents et de complexité croissante.

• <u>BHASYS</u>

C'est le produit le moins sophistiqué. Il s'agit d'un logiciel basique d'analyse modale (approche 3.1.1.1) qui permet de prédire les vitesses de rotation critiques dans un puits 2D simplement incliné (i.e. le logiciel ne prend pas en compte dans ses calculs les variations d'azimut de la trajectoire du puits). BHASYS est destiné à être utilisé directement par les opérateurs sur le site de forage.



Figure 11 - Capture d'écran du logiciel BHASYS

BHASYS est basé sur un algorithme numérique développé par Paslay [31]. Le programme effectue 3 calculs séparés pour chaque type de vibrations (axiales, de torsion et latérales) :

- Vibrations axiales et de torsion:

le train de tiges est modélisé par un ensemble de masses rigides connectées par des ressorts élastiques de masse nulle.

- Vibrations latérales:

le train de tiges est modélisé par une poutre constituée d'un arc simple. La présence du fluide de forage est prise en compte via un coefficient de masse ajoutée.

• BHASYS Pro

BHASYS Pro est une version améliorée et sophistiquée de BHASYS. Il s'agit d'un logiciel d'analyse modale (approche 3.1.1.1) pour prédire les vitesses de rotation critiques dans un puits 3D (à la différence de BHASYS qui se limite à 2 dimensions uniquement) ainsi que les déformées modales correspondantes. BHASYS Pro est destiné à être utilisé par une sorte de support technique.

	Innut Geometry	Construction Statistics
		المراجعة ال المراجعة المراجعة الم
8000 0000 0000 0000 0000 0000 0000 0000 0000 1000	Dataset Labout Lab Dial Lab Dial Dial <thdial< th=""> Dial Dial <</thdial<>	
senoral set		
'Genotal fisione >>>>>>>>>>>>>>>>>>>>>>>>>>>>>>>>>>>>	Apende Sifikoa France Cod deg Dare Code DB Into Dobu	Cent Cornerty

Figure 12 – Capture d'écran du logiciel BHASYS Pro

• BHASYS TD

TD est une abbréviation pour Time Domain. Comme son nom l'indique, BHASYS TD est un logiciel de simulation numérique du comportement mécanique du train de tiges dans le domaine temporel (approche 3.1.2.1: domaine temporel structure continue). Ce logiciel peut être utilisé pour analyser des configurations de BHA données, concevoir des outils de mesures MWD et examiner les défaillances des systèmes de forage plus en détail. BHASYS TD est destiné à être utilisé par les services de recherche et développement.



Figure 13 - Le logiciel BHASYS TD simule l'évolution au cours du temps des efforts et des déplacements

3.2.2 Smith Technologies



Le produit proposé par Smith Technologies se dénomme I-DRILLTM. Il s'agit d'un logiciel de simulation numérique du comportement mécanique global du train de tiges dans le domaine temporel (approche 3.1.2.1: domaine temporel structure continue). Le code de calcul est basé sur la méthode des éléments finis avec simulation itérative en temps. Les illustrations à caractère commercial (figure 8) peuvent laisser croire que les détails de la structure du train de tiges sont pris 3D. Nous pensons, néanmoins, que la modélisation du train de tiges se fait probablement via la théorie des poutres (épaisseur négligée devant la longueur) puisque, selon la brochure commerciale, chaque nœud du maillage employé dispose de 6 degrés de libertés. Smith Technologies ne vend pas le logiciel I-DRILLTM mais propose plutôt les services qui lui sont associés. I-DRILLTM est destiné à être employé par les services de recherche et développement et son utilisation peut être conçue comme une alternative à la mise en œuvre d'essais réels en laboratoire.



Figure 14 – Capture d'écran du logiciel I-DRILL, nous remarquons sur l'image de droite que les détails de la géométrie du puits sont également pris en compte.

3.2.3 Halliburton



WHIRL[™] est un logiciel d'analyse modale semblable à BHASYS développé par Halliburton, il fait partie d'une suite de logiciels scientifiques d'ingénierie de forage dénommée PLANIT[™]. WHIRL[™] a vu le jour au milieu des années 90 chez Sperry-Sun (compagnie ayant fusionné par la suite avec Halliburton). Le code de calcul est basé sur la théorie et l'algorithme développé par M.W. Dykstra dans le cadre de sa thèse à l'université de Tulsa. Selon le site Internet de Halliburton, le logiciel fait également appel à des algorithmes développés par Boeing.

Le logiciel WHIRLTM est composé de trois éléments:

- un module d'analyse statique de la BHA pour prédire la condition limite supérieure;
- un module de calcul des fréquences propres du train de tiges basé sur la méthode des éléments finis;
- une méthode propriétaire pour calculer les vitesses de rotation critiques.

WHIRL[™] a été récemment amélioré pour pouvoir fonctionner en mode "temps-réel" en utilisant les informations communiquées depuis le fond par les outils MWD. Les données "remontées" à la surface sont l'inclination, la courbure du puits ainsi que le diamètre du puits. Les vitesses de rotation critique sont ainsi mise à jour en continu en se basant, entre autres, sur ces données.



Figure 15 – Capture d'écran du logiciel WHIRL. Les paramètres du modèle sont actualisés en temps réel grâce aux données transmises par les outils MWD. Les valeurs des RPM critiques (en rouge) sont mises à jour en permanence et la tâche du foreur consiste à garder la valeur du RPM effectif (en jaune) la plus éloignée possible des RPM critiques.

3.2.4 Shell



Shell a développé, en interne, un logiciel d'analyse modale (approche 3.1.1.1) dénommé DSD (*Drillstring Dynamics Software*). Ce logiciel est destiné à un usage interne à Shell et n'est pas commercialisé. DSD, à l'image de tous les logiciels d'analyse modale précedemment

décrits, calcule les vitesses de rotation critiques du train de tiges et détermine les zones d'amplitude de vibration maximale correspondantes. Une originalité de DSD est que ce dernier se limite aux vibrations latérales et axiales. Shell Considère en effet que le *stick-slip* (vibrations de torsion) ne correspond pas à un phénomène de résonance et que l'analyse modale n'est pas l'outil approprié pour le prédire. Le logiciel DSD considère l'excentricité du centre de masse des tiges comme source principale des vibrations et prend en compte l'influence du WOB sur les modes de vibration.



Figure 16 – Capture d'écran du logiciel DSD. Sont hachurés en rouge les zones correspondant aux RPMs critiques à éviter. Les points rouges correspondent aux points d'amplitude de vibration maximale.

3.2.5 Reed Hycalog



Reed Hycalog propose sur le marché le logiciel VibraSCOPETM. Il s'agit d'un logiciel d'analyse modale standard (approche 3.1.1.1). Nous disposons de peu d'information au sujet de ce logiciel, l'essentiel de ce que nous connaissons provient d'un article de la revue DRILLING CONTRACTOR (Sept Oct 2007) qui nous apprend, entre autres, que VibraSCOPETM est basé sur la méthode des éléments finis et qu'il prend en compte l'influence du WOB (à l'image de WHRILTM). Reed Hycalog conçoit VibraSCOPETM comme l'un des éléments constitutifs de son approche qualifiée d'holistique. Cette approche est basée sur 5 étapes: prédiction, recommandation, implémentation, validation et documentation. VibraSCOPETM est l'un des éléments de l'étape dite de prédiction. Nous renvoyons le lecteur désireux de plus de détails sur l'approche de VibraSCOPETM à l'article de DRILLING CONTRACTOR.
LE CODE VBIS

4.1 Généralités sur l'analyse modale

4.1.1 Théorie

Considérons un système mécanique dans un état d'équilibre stable. Si l'on écarte faiblement ce système de cette position d'équilibre, il y retourne, généralement à travers une série d'oscillations. Ces oscillations peuvent être décomposées en un ensemble de mouvements périodiques élémentaires que l'on appelle des modes propres.

Un mode propre est défini par:

- une fréquence propre i.e. le nombre d'oscillations par unité de temps;

- une déformée modale i.e. la déformée "maximale" du système lorsqu'il oscille à la fréquence propre.



Figure 17 – Les trois premières déformées modales d'une poutre encastrée à ses deux bouts

Les caractéristiques des modes propres dépendent uniquement des propriétés mécaniques du système (ceci explique l'usage anglo-saxon qui les désignent comme étant des modes naturels "Natural Modes").

Quelques points utiles sont à relever :

- d'un point de vue qualitatif, plus le système est rigide plus les fréquences propres sont élevées;

- un système discret possède un nombre fini de modes propres généralement égal au nombre de degrés de liberté du système. Un système continu, par contre, en possède une infinité;

- les modes de plus basses fréquences sont généralement prépondérants par rapport aux autres, ainsi l'usage en génie civil et mécanique est de ne considérer que les tous premiers modes propres (dans l'ordre des fréquences croissantes), généralement 3 ou 4.

Si le système n'est pas trop amorti, une excitation de fréquence proche de l'une des fréquences propres conduira à des mouvements qui s'amplifieront fortement avec le temps. C'est ce que l'on nomme le **phénomène de résonance**.

4.1.2 Utilisation pratique

L'analyse modale est l'une des approches utilisées pour étudier la dynamique du train de tiges en particulier pour expliquer l'apparition des phénomènes dynamiques nuisibles (*bit-bounce, whirl, stick-slip*). Dans le cadre de cette approche, ces phénomènes se déclenchent lorsque le système de forage est excité avec une fréquence proche de l'une des fréquences propres du système. Les instabilités dynamiques sont ainsi assimilées à des phénomènes de résonance.

D'un point de vue pratique, l'analyse modale peut être utilisée de plusieurs manières. Elle peut ainsi servir à:

1- prédire les vitesses de rotation critiques du train de tiges (*Critical RPM*): Ces *Critical RPMs* sont calculées à partir des fréquences propres de la structure. Les formules de passage des fréquences propres aux *Critical RPMs* dépendent de la source d'excitation considérée. Ainsi, l'excentricité du centre de masse des tiges (effet de balourd) est considérée comme principale source des vibrations latérales [28]. Dans ce cas, la fréquence d'excitation latérale est égale à la vitesse de rotation du train de tiges et les *Critical RPMs* sont tout simplement égaux aux fréquences propres latérales (moyennant les conversions d'unité nécessaires). Lorsque l'outil de forage est un tricône, la fréquence d'excitation axiale est égale au triple de la vitesse de rotation à cause de la symétrie ternaire de l'outil tricône les valeurs des *Critical RPMs* sont égales au tiers des fréquences propres axiales du système. A noter également que l'analyse modale peut servir à calculer des fréquences critiques de pompage de la boue de forage;

2- concevoir des BHA non résonantes: l'analyse modale peut être utilisée, à une phase d'étude précédent le forage, en aidant à la conception de BHA qui ne seront pas résonantes aux conditions opératoires prévues pour le forage;

3- éloigner les zones vulnérables de la BHA des zones d'amplitude de vibration maximale: l'analyse modale permet de déterminer, pour chaque mode propre, les localisations des nœuds (point de vibration nulle) et des ventres (point de vibration maximale) le long du train de tiges. L'idée consiste alors à éloigner le plus possible les

composants vulnérables de la BHA (outils MWD par exemple) des points de vibration maximale (ventres) et de réduire ainsi la probabilité des défaillances.

Pour les deux premiers modes d'utilisation, c'est l'information "fréquences propres" qui est exploitée. Pour le troisième mode, c'est l'information "déformées modales" qui est utilisée.

4.2 Description du logiciel VBIS

4.2.1 Principe

Le logiciel VBIS calcule les modes propres de vibration (fréquences propres et déformées modales) d'une structure élancée élastique constituée d'un arc simple. L'arc peut être constitué de plusieurs tronçons dans chacun desquels les paramètres mécaniques du matériau (module de Young *E*, coefficient de poisson ν et masse volumique ρ) et les caractéristiques géométriques de la section droite (rayon interne *R*_i et rayon externe *R*_e) restent constants.

Tout point de la structure est repéré par une abscisse *s* variant de 0 à *L* (longueur totale de l'arc). La géométrie de l'arc est définie par la position $\underline{x}(s)$ du point courant, le vecteur tangent étant $\underline{t}(s)=\underline{x}(s)$ (dérivée par rapport à *s*). Le logiciel reçoit la définition de la géométrie par la donnée de la dérivée $\underline{t}(s)$ en *N* abscisses *si* pour *i* variant de 1 à *N*.

Le logiciel suppose que l'arc ainsi défini est en équilibre sous l'effet de certains efforts. L'état d'équilibre est caractérisé par une certaine déformée de l'arc et par des efforts internes $\underline{T_0}(s)$ (résultante des efforts sur la section droite d'abscisse s) et $\underline{M_0}(s)$ (moment résultant). Le rôle de VBIS est alors de déterminer les petits mouvements de vibration harmonique autour de cet état d'équilibre. Ces petits mouvements sont caractérisés par un vecteur de déplacement $\underline{u}(s,t)=\underline{U}(s)\cos(2\pi ft)$ et un vecteur de rotation de la section droite $\underline{\omega}(s,t)=\underline{\Omega}(s)\cos(2\pi ft)$ tous deux périodiques en temps, f étant la fréquence du mode propre de vibration.

L'utilisateur peut imposer en n'importe quel point de la structure, des liaisons de la forme <u> $\underline{U} \cdot \underline{a} = 0$ (blocage du déplacement dans la direction <u>a</u>) ou <u> $\Omega \cdot \underline{a} = 0$ (blocage de la rotation d'axe</u> <u><u>a</u>) où le vecteur <u>a</u> est fourni. Les liaisons doivent être telles que le problème soit bien défini du point de vue mécanique.</u></u>

Dans le cadre de petits mouvements de vibration harmonique à la fréquence f, les efforts internes auraient une résultante $\underline{T_0} + \underline{T}(s)\cos(2\pi ft)$ et un moment résultant $\underline{M_0} + \underline{M}(s)\cos(2\pi ft)$. Les équations différentielles par rapport à s s'écrivent alors:

 $\underline{\Omega}' = [1/(EI)] \cdot [\underline{M} + \nu \cdot (\underline{M}t)t]$ $\underline{U}' = \underline{\Omega} \wedge t + [\underline{T}t/(ES)]t$ $\underline{T}' = -\lambda \rho S \underline{U}$ $\underline{M}' = \underline{T} \wedge t - \lambda \rho I [\underline{\Omega} + (\underline{\Omega}t)t]$

avec $\lambda = (2\pi f)^2$, $I = \pi (R_e^4 - R_i^4)/4$ et $S = \pi (R_e^2 - R_i^2)$.

Les deux premières équations expriment la loi de comportement élastique du matériau. Les deux dernières équations expriment les lois fondamentales de la dynamique. Etant donné que l'on cherche les modes propres de vibration, les équations du mouvement ne font intervenir aucune action extérieure (force ou couple). Seules les forces d'inertie interviennent.

Les équations sont intégrées analytiquement jusqu'à un certain point puis discrétisées. L'arc est découpé en petits tronçons correspondant aux N points fournis initialement. Le problème se transforme alors en la recherche de valeurs propres λ et de vecteurs propres associés d'une matrice symétrique définie positive. Les valeurs propres correspondront aux fréquences propres et les vecteurs propres aux fréquences propres. L'algorithme utilisé dans VBIS est un procédé itératif classique. Il part d'un couple déplacement-rotation initial $e_0 = (\underline{U}_0(s), \underline{\Omega}_0(s))$ et aboutit après un certain nombre d'itération aux modes propres "contenus", dans un certain sens, dans le couple déplacement-rotation initial.

4.2.2 Mode d'utilisation

D'un point de vue pratique, le logiciel VBIS reçoit en entrée un fichier décrivant la géométrie du train de tiges, les propriétés mécaniques des matériaux constitutifs des tiges, les liaisons mécaniques choisies par l'utilisateur ainsi qu'un chargement (en force ou en moment) choisi par l'utilisateur. Le chargement est utilisé pour faire un calcul statique avec ABIS¹⁹, on obtient ainsi un couple déplacement-rotation de départ $e_0 = (U_0(s), \Omega_0(s))$. Du type de chargement imposé dépendront les types de modes propres obtenus. Si l'on charge le train de tiges en axial uniquement, nous obtenons les modes propres axiaux uniquement, idem pour les modes propres latéraux.

4.2.3 Caractéristiques propres de VBIS

VBIS possède un certain nombre de caractéristiques (souvent avantageuses) qui le distinguent des autres logiciels d'analyse modale présents sur le marché:

- le code de calcul de VBIS est basé sur une méthode semi-analytique itérative (à la différence de tous les logiciels présents sur le marché basé sur la méthode des éléments finis). Ceci confère à VBIS l'avantage de la rapidité²⁰ et de la précision;

- la recherche des modes propres sur VBIS se fait de manière globale pour les différents types de vibrations (axiales, de torsion, latérales) i.e. il n'y a pas plusieurs modules de calcul séparés pour chaque type de vibrations (comme pour le logiciel BHASYS par exemple);

- le logiciel VBIS peut calculer jusqu'à 36 modes propres de vibrations correspondant aux sollicitations statiques choisies par l'utilisateur;

- l'utilisateur peut choisir autant de conditions de liaisons (en rotation) que voulues à condition que le problème soit bien posé mécaniquement;

¹⁹ ABIS est un code de calcul développé également au Centre de Géosciences. ABIS permet d'estimer l'état d'équilibre statique du train de tiges (contraintes et déplacements) en se basant sur une méthode de résolution semi-analytique.

²⁰ Pour une structure constituée de 2709 points, VBIS met 3.17s pour calculer les 15 premiers modes propres de vibrations latérales. Ce calcul a été réalisé sur une machine doté d'un processeur de type AMD Athlon(tm) 64 X2 Dual Core Processor 4400+ qui sera un standard des simples PC de bureau d'ici quelques mois.

- l'utilisateur peut choisir toutes les conditions limites possibles (encastrement, pivot, appui simple, etc.) à condition que le problème soit bien posé mécaniquement;

4.3 Validation du logiciel VBIS

4.3.1 Introduction

Cette partie est consacrée à la validation du code VBIS. L'idée est de confronter les résultats obtenus avec VBIS avec, d'une part, les données de mesure réelles sur le terrain et, d'autre part, les résultats obtenus avec d'autres logiciels d'analyse modale présents sur le marché.

Dans un premier temps, nous nous basons sur les données et résultats provenant de la littérature scientifique publique du domaine pétrolier (Articles de la SPE, Articles de l'ASME²¹, Thèses de doctorat publiques, etc.), l'objectif étant ensuite de valider VBIS sur des données terrains fournies par TOTAL²².

Au cours de notre étude bibliographique, nous avons identifié un article de l'ASME [7] qui correspond parfaitement aux besoins de notre travail, ainsi une grande partie de notre travail de validation est basée sur des données qui en sont issues. Nous décrivons ci-dessous le contenu de l'article

4.3.1.1 Description de l'article

L'article s'intitule "Field Verification of Model-Derived Natural Frequencies of a Drill String" et a été publié en Septembre 2002 à la revue de l'ASME [7]. Les auteurs de l'article sont Pushkar N. Jogi, John D. Macpherson et M. Neubert, tous les trois chercheurs chez Baker Hughes.

L'objectif de l'article est double:

- d'un point de vue scientifique, il s'agit de montrer que l'analyse modale permet de prédire les fréquences propres de vibrations effectivement mesurées sur le terrain;

- d'un point de vue commercial, il s'agit de montrer, par une sorte de benchmark avec d'autres codes présents sur le marché, que le logiciel BHASYS commercialisé par Baker Hughes est compétitif en terme de précision avec les offres de logiciel similaires, particulièrement pour la prédiction des modes propres latéraux.

L'article contient à cet effet, pour une certaine configuration de train de tiges (qui sera détaillée par la suite), les données réelles mesurées ainsi que les résultats des calculs de 4 logiciels : BHASYS (Baker Hughes), WHIRL[™] (Halliburton), NADRID, NATFREQ²³. Les calculs de ces 4 logiciels sont comparés pour les 3 types de vibrations: axiales, de torsion et latérales.

²¹ ASME: American Society of Mechanical Engineers.

²² A la date de rédaction du présent rapport, la validation sur les données terrains de TOTAL n'a pas encore été réalisée, ce point ne sera donc pas mentionné.

²³ NATFREQ et NADRID sont apparemment des codes de calcul issus du milieu universitaire. Peu d'information est accessible à leur sujet, nous ignorons en particulier s'ils ont donné lieu à des versions commerciales.

• Dispositif expérimental

Les essais ont été réalisés en février 1995 dans les locaux de R&D de la compagnie pétrolière Amoco²⁴ à Catoosa en Oklahoma. Les mesures ont été effectuées sur un forage vertical de 161.57 *m* réalisé à l'aide d'un outil tricône.

Structure du train de tiges:

- Longueur totale: 161.57m
- Diamètre du puits: 12.25 pouces
- Composition de la BHA:

Composant	Longueur	Diamètre externe	Diamètre des	Diamètre interne
-	(m)	(mm)	lames ²⁵	(mm)
			(mm)	
Bit HC ATJ-05	0.3	311.3	-	-
Stabilizer n°1	1.55	209.55	309.56	76.20
NBM/MWD	15.68	209.55	-	71.44
Stabilizer n°2	1.42	209.55	309.56	76.20
Collars	9.24	203.20	-	71.44
Stabilizer n°3	2.00	203.20	250.83	71.44
XO	0.79	193.68	-	76.20
MWD	1.84	165.10	-	63.50
XO	0.35	152.40	-	71.44
Collars	98.10	161.93	-	57.15

Tableau 2

• Traitement des données

Les données étudiées proviennent de plusieurs accéléromètres placés à proximité de l'outil, mesurant les accélérations axiales et latérales. Plusieurs essais ont été menés à différentes vitesses de rotation du train de tiges (entre 30 et 180 RPM). Les signaux enregistrés ont ensuite été traités numériquement par l'analyse de Fourier pour extraire les pics de fréquences. Ces pics correspondent à ce que l'on nommera par la suite: les fréquences propres mesurées (*Measured Natural Frequencies*).

4.3.2 Vibrations axiales

Le train de tiges a été pris en compte dans sa totalité pour effectuer les calculs. L'article mentionne la composition exacte de la BHA uniquement (131.27 m) (voir tableau 2). En réalité, le train de tiges mesure de bout en bout 161.57 m, ce qui fait 30.3 m dont la composition est inconnue. Nous avons considéré que le reste du train de tiges est composé uniquement de *drillpipes* de 5.5 pouces de diamètre externe avec des *tooljoints* de 6.38 pouces de diamètre externe.

Concernant les conditions limites, nous suivons les recommandations de l'article (figure 18):

- le train de tiges est encastré en haut (surface);

²⁴ La société Amoco a fusionné en 1998 avec BP et n'existe plus à l'heure actuelle.

²⁵ Pour les stabilisateurs uniquement.

- le train de tiges est **libre en bas** (outil de forage).



Figure 18 – Liaisons aux extrémités pour les vibrations axiales

La première colonne du tableau 3 résume les 7 premières fréquences propres axiales mesurées durant les essais. Les colonnes suivantes représentent les résultats des calculs de VBIS et des différents codes mentionnés auparavant.

Mode	Mesure (Hz)	VBIS (Hz)	BHASYS (Hz)	NATFREQ (Hz)	WHIRL (HZ)
1	9.7	9.91	9.06	8.7	8.53
2	26.3	28.12	26.01	25.4	24.86
3	40.3	40.74	40.74	40.1	39.43
4	56.3	51.15	56.60	55.0	54.02
5	71.3	67.27	74.48	71.7	70.37
6	88.4	86.62	92.06	89.0	87.34
7	104.8	105.79	103.4	105.2	103.4

Tableau 3 – Prédiction des fréquences propres axiales

La figure 19 permet de comparer de manière plus visuelle les mesures expérimentales et les résultats des différents calculs. Nous remarquons que les résultats de VBIS sont comparables, en terme de précision, avec les autres codes de calcul.



Figure 19 – Prédiction des fréquences propres axiales

4.3.3 Vibrations de torsion

De même que pour les vibrations axiales, nous prenons en compte le train de tiges dans sa totalité pour réaliser nos calculs.

Concernant les conditions limites, nous suivons les recommandations de l'article (figure 20):

- le train de tiges est libre en haut (surface);
- le train de tiges est encastré en bas (outil de forage).



Figure 20 – Liaisons aux extrémités pour les vibrations de torsion

La première colonne du tableau 4 résume les 10 premières fréquences propres de torsion mesurées durant les essais. Les colonnes suivantes représentent les résultats des calculs de VBIS et des différents codes mentionnés auparavant.

Mada	Mesure	VBIS	BHASYS	NATFREQ	WHIRL
Mode	(Hz)	(Hz)	(Hz)	(Hz)	(Hz)
1	5.00	2.73	1.30	3.80	3.83
2	14.40	11.18	9.44	13.46	13.61
3	23.50	23.36	20.71	24.53	24.82
4	34.30	35.81	32.79	35.51	35.95
5	44.30	45.40	44.78	44.94	45.52
6	53.10	51.94	55.79	52.90	53.61
7	63.70	59.01	64.91	62.82	63.73
8	74.50	70.42	74.70	73.85	75.00
9	82.70	82.68	86.16	84.50	85.90
10	92.10	92.09	98.06	93.02	94.70

Tableau 4 – Prédictions des fréquences propres de torsion

La figure 21 reprend sous forme de graphe les résultats du tableau 4. De même que pour les vibrations axiales, nous remarquons que les résultats de VBIS sont comparables, en terme de précision, avec les autres codes de calcul.



Figure 21 - Prédiction des fréquences propres de torsion

4.3.4 Vibrations latérales

4.3.4.1 Résultats initiaux

Dans un premier temps, nous avons traité le cas des vibrations latérales de la même manière que les vibrations axiales et de torsion. Nous avons pris en compte la totalité du train de tiges dans nos calculs et nous avons essayé de nous rapprocher du mieux que l'on pouvait²⁶ des conditions limites adoptées dans [7].

Le tableau 5 présente les 9 premières fréquences propres latérales mesurées et les résultats numériques de VBIS et des autres logiciels. Nous remarquons clairement que les résultats de VBIS ne concordent ni avec les mesures ni avec les calculs des autres logiciels.

²⁶ La version initiale de VBIS ne nous permettait pas d'adopter toutes les conditions limites possibles, nous reviendrons sur ce point en détail par la suite.

Mada	Mesure	VBIS	BHASYS	NADRID	WHIRL
wide	(Hz)	(Hz)	(Hz)	(Hz)	(Hz)
1	1.30	0.06	1.30	1.67	1.21
2	2.01	0.31	2.05	-	2.03
3	2.57	0.82	2.51	2.49	2.54
4	3.28	1.64	3.52	3.10	3.42
5	4.73	2.58	4.76	4.37	4.71
6	6.38	3.26	6.31	6.01	6.27
7	7.05	4.32	7.00	7.62	7.40
8	8.27	5.79	8.55	8.47	8.56
9	10.66	7.08	10.65	10.7	10.61

Tableau 5 – Prédiction des fréquences propres latérales

La figure 22 représente les déformées modales des 4 premiers modes latéraux calculées par le logiciel BHASYS (à gauche) et par le code VBIS (à droite). Nous remarquons que les résultats ne concordent pas pour les déformées modales également.



Figure 22 – Prédiction initiale des fréquences propres latérales

4.3.4.2 Amélioration de la prédiction des vibrations latérales

Les deux premiers types de vibrations (axiales et de torsion) sont comparables par leurs genèses, leurs modes de propagation et la modélisation que l'on peut en faire. Les vibrations latérales sont, quant à elles, de nature plus complexe et différente. Il en résulte que la modélisation simple faite pour les vibrations axiales et de torsion n'est plus valable pour les vibrations latérales. L'examen de la littérature scientifique nous a montré que ces dernières sont plus subtiles et nécessitent de prendre en considération un certain nombre de points:

- 1 Notion de longueur effective
- 2 Conditions limites
- 3 Influence des stabilisateurs
- 4 Sélection des modes pertinents
- 5 Influence du fluide de forage
- 6 Influence du chargement axial

Nous étudierons successivement les 6 points cités ci-dessus. Nous analyserons les 4 premiers points dans la section consacrée à l'examen de la thèse de M.W. Dykstra. Cette thèse est à l'origine du programme WHIRL[™] de Halliburton. Nous examinerons les 2 derniers points dans deux sections indépendantes.

• Examen de la thèse de M.W. Dykstra [34]

A L'auteur

Mark William Dykstra est chef de produit chez Hughes Christensen²⁷ (division de Baker Hughes Inc.), responsable de la production des outils de forage à taillants fixes (*fixed cutter drilling products*). Il a occupé auparavant le poste d'ingénieur-chercheur chez Hughes Christensen et chez Amoco Production Research. Il est l'auteur de plusieurs publications relatives au forage directionnel et à la dynamique des systèmes de forage. Mark William Dykstra possède un B.S., un M.S. et un Ph.D. en génie pétrolier de l'université de Tulsa.

B Les partenaires industriels

La thèse de M. W. Dysktra intitulée « Nonlinear Drill String Dynamics » [34] détaille l'algorithme à l'origine du logiciel WHIRL (logiciel d'analyse modale commercialisé actuellement par Halliburton Sperry Drilling Services). Trois partenaires industriels ont apporté leur soutien à cette thèse :

- Sperry-Sun Drilling services par l'intermédiaire de David C-K Chen et Steve Zannoni.

- Amoco Exploration and Production Technology Group, pour laquelle M. W. Dykstra semble avoir travaillé en tant qu'ingénieur-chercheur (avant l'obtention de sa thèse).

- Hughes Christensen qui semblent avoir collaboré à un stage assez tardif de l'avancement de la thèse et qui embaucheront par la suite M.W. Dykstra.

C Contenu de la thèse

La thèse étudie les vibrations des systèmes de forage. On s'intéresse en particulier aux vibrations latérales qui ont fait l'objet de peu de travaux de recherches auparavant. L'étude comprend une analyse théorique, une modélisation numérique ainsi qu'une étude expérimentale des vibrations du train de tiges de forage.

²⁷ La dernière information en notre possession à ce sujet date de 2005.

M. W. Dykstra développe un modèle théorique qui lui est propre dans lequel il inclut plusieurs phénomènes mécaniques non-linéaires (couplage entre torsion et flexion, friction avec les parois du puits etc.). A partir de ce modèle, est dérivé un certain nombre d'équations qui sont résolues par la suite par la méthode des éléments finis.

En premier lieu, la <u>solution statique</u> est obtenue par une procédure itérative. Les <u>solutions</u> <u>stationnaires</u> (analyse modale) sont ensuite calculées en résolvant un problème aux valeurs propres moyennant certaines simplifications. Les <u>solutions transitoires</u> (analyse temporelle) sont enfin calculées en utilisant un schéma d'intégration de type Newmark. Notons toutefois que les solutions transitoires sont obtenues sur la base modale (obtenue au préalable par l'analyse modale). La résolution des équations de mouvement a conduit M. W. Dykstra à écrire un programme dénommé WHIRL qui sera par la suite à la base d'un module d'analyse modale intégré au sein des plateforme INSITETM et PLANITTM d'Halliburton.

L'auteur effectue par la suite une étude comparative entre les résultats prédits de manière numérique et ceux provenant des expériences en laboratoire. Cette étude le conduira à formuler à la fin de la thèse un certain nombre de recommandations pratiques à l'attention des foreurs.

D Notion de longueur effective

A la différence des vibrations axiales et de torsion qui peuvent concerner la totalité du train de tiges et atteindre la surface, les vibrations latérales se limitent uniquement à la partie basse du train de tiges. Ceci explique pourquoi les vibrations latérales sont pratiquement indécelables en surface, elles ont d'ailleurs été les dernières à avoir été mises en évidence (grâce à des accéléromètres embarqués à proximité de l'outil de forage) et ceci bien qu'elles soient, selon certains auteurs, les plus dommageables pour les garnitures de forage.

Le calcul des modes propres latéraux fait ainsi intervenir la notion de longueur effective, c'est-à-dire, partant de l'outil de forage, la longueur du train de tiges qui vibre de manière significative en latéral.

La longueur effective est calculée à partir de la déformée statique du train de tiges. M. W. Dykstra la définit comme étant <u>la distance entre l'outil de forage et le premier point de contact</u> <u>au-dessus du dernier stabilisateur de la BHA (figure 23)</u>. Dans certaines publications, ce point de contact est dénommé "point de tangence" (*point of tangency* [7]).



Figure 23 – Définition de la longueur effective

La justification physique d'une telle approche consiste à dire que la partie du train de tiges au delà de ce point de tangence repose en permanence sur le bas côté du puits et n'est donc pas sujette aux vibrations latérales.

E Conditions limites

Concernant la délicate question des conditions limites. Le choix de M.W. Dykstra consiste à d'adopter des conditions d'appui simple aux deux extrémités de la longueur effective du train de tiges. Ceci veut dire que seuls les déplacements latéraux sont bloqués, les rotations de flexion restent libres.

De telles conditions limites ne pouvaient pas être choisies avec la première version de VBIS. En effet, VBIS considérait, par défaut, que l'une des deux extrémités du train de tiges est obligatoirement encastrée (déplacements et rotations bloquées). Cette condition d'encastrement par défaut était utilisée, d'une part, pour s'assurer que le problème était bien posé d'un point de vue mécanique et, d'autre part, pour pouvoir intégrer analytiquement les équations avant de procéder à la discrétisation (formulation semi-analytique). M. Tijani²⁸ s'est penché sur la question des conditions limites et a réalisé une nouvelle version de VBIS qui permet de prendre en compte une plus grande variété de conditions limites et de s'émanciper de la condition d'encastrement par défaut. En termes plus imagés, nous pouvons dorénavant "débloquer" certains mouvements au niveau de l'extrémité précédemment encastrée. M. Tijani s'est en fait rendu compte que les équations restaient toujours intégrables à condition que le problème reste bien posé mécaniquement.

²⁸ M. Tijani est chercheur au Centre de Géosciences de l'Ecole des Mines de Paris. Il est à l'origine de plusieurs outils de simulation numérique développés au centre dont le code VBIS.

F Validation de la modification de VBIS

Pour valider cette modification de VBIS, nous comparons, pour un problème dont la solution analytique est connue, les résultats des calculs de VBIS avec les résultats exacts.

Pour un cylindre de longueur ℓ , de diamètre interne D_{int} et de diamètre externe D_{ext} constants, avec des conditions d'appui simple aux deux extrémités, les fréquences propres latérales sont connues et déterminées par la formule suivante :

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{n\pi}{\ell}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$$

E : module de Young

I: moment d'inertie

A: section du cylindre

 ρ : masse volumique

n : numéro du mode considéré

Le tableau 6 représente les résultats de VBIS et ceux obtenus par la formule analytique exacte, pour une tige de longueur $\ell=100m$ et de diamètre externe $D_{ext}=6$ pouces. Nous remarquons que la précision de VBIS est plus que convenable.

Mode	Fréquences théoriques	Fréquences calculées (VBIS)
1	1.8174	1.81278
2	7.2695	7.25134
3	16.3564	16.3163
4	29.0781	29.0087
5	45.4345	45.3299
6	65.4257	65.282
7	89.0517	88.8671
8	116.3124	116.088
9	147.2078	146.948
10	181.7381	181.45
11	219.9031	219.599
12	261.7028	261.398
13	307.1373	306.853
14	356.2066	355.969
15	408.9106	408.751

Tableau 6 - Validation de la modification de VBIS

G Influence des stabilisateurs

Les stabilisateurs ont une faible influence sur les vibrations axiales et de torsion (mis à part, bien sûr, le fait que les sections stabilisées de la BHA ont une inertie de mouvement supérieure au reste du train de tiges). Les stabilisateurs ont par contre une influence majeure

sur les vibrations latérales du fait de leur influence directe sur les mouvements latéraux. Ils doivent donc faire l'objet d'un traitement spécial. A ce sujet, M. W. Dykstra prend en compte la présence des stabilisateurs en bloquant les mouvements latéraux à leur niveau (ce qui revient à adopter des conditions d'appui simple). La thèse ne mentionne pas explicitement si le même traitement doit être appliqué quel que soit le type de stabilisateurs (stabilisateurs plein trou (*full gage*) ou sous dimensionnés (*under gage*)²⁹). Nous reviendrons sur ce point par la suite.

H Sélection des modes pertinents

Une fois les modes propres calculés, il reste à sélectionner ceux que l'on doit effectivement considérer. Il est clair, à la vue des déformées modales présentées dans l'article [7], que tous les modes propres calculés n'étaient pas retenus. Pour s'en convaincre, il suffit de remarquer que la déformée modale du premier mode considéré contient plusieurs ventres et nœuds alors que le mode fondamental (i.e. le premier obtenu par les calculs) ne devrait contenir qu'un seul ventre (ou bien la moitié d'un ventre si l'extrémité supérieure est libre). Le mode fondamental n'a donc pas été retenu.



Figure 24 – La figure est extraite de l'article [7] et représente la structure du train de tiges et les quatre premières déformées modales calculées par BHASYS. Nous remarquons que la première déformée modale comporte déjà plusieurs nœuds et ventre ce qui suggère que le mode fondamental n'a pas été sélectionné.

Nous pensions que la sélection des modes pertinents faisait appel des considérations compliquées où il fallait prendre en compte les points de contacts entre la BHA et les parois du puits. Cependant, à la lecture de la thèse de M.W. Dykstra, nous avons vu que la sélection des modes est plus simple qu'il n'y paraît : sont sélectionnés les modes propres dont les fréquences supérieures à 60 RPM (i.e. 1 Hz) car d'après M.W. Dykstra en dessous de 60 RPM

²⁹ Un stabilisateur *full gage* possède un diamètre externe (en prenant en compte les lames) très proche du diamètre du puits. Un stabilisateur *under gage* possède un diamètre externe sensiblement inférieur.

les phénomènes dynamiques latéraux instables sont peu significatifs (page 139 de la thèse). Ceci expliquerait pourquoi le mode fondamental a été écarté dans l'article [7]. Notons toutefois que depuis la publication de la thèse en 1996, bien des travaux ont été menés sur les vibrations latérales et que peut être d'autres façons de sélectionner les modes pertinents ont été développées. Dans l'article [3], le groupe de recherche de Halliburton Sperry-Sun reste très évasif sur le sujet et mentionne des méthodes propriétaires pour le calcul des vitesses de rotation critiques à partir des fréquences propres.

I Comparaison VBIS et résultats de la thèse

Dans le chapitre VI intitulé "Simulator Results and Discussion", M.W. Dykstra présente des résultats obtenus à l'aide de son code de calcul (WHIRL) pour prédire les fréquences propres et les déformées modales pour une configuration de train de tiges donnée. Nous nous proposons, dans cette section, de comparer les résultats obtenus par VBIS avec ceux cités par M.W. Dykstra.

La figure 25 représente la configuration de référence étudiée dans la thèse de M.W. Dykstra :

- le forage est vertical;

- le train de tiges est constitué uniquement de drill collars de 6.125 inch de diamètre;

- la BHA comprend deux stabilisateurs situés respectivement à 68 et 103 ft de l'outil de forage.



Figure 25 – Configuration de référence de la thèse de Dykstra M. W.

Nous adoptons les mêmes conditions limites que M.W. Dykstra, à savoir des conditions d'appui simple au niveau des deux extrémités du train de tiges et des stabilisateurs, nous bloquons aussi les déplacements et les rotations axiaux au niveau de l'outil pour que le

problème soit bien posé mécaniquement. La figure 26 représente de manière schématique les liaisons adoptées.



Figure 26 – Liaisons mécaniques adoptées dans la thèse de Dykstra M. W.

Le tableau 7 représente les fréquences propres latérales obtenues pour une longueur L=390 ft (voir figure 25). Nous constatons que les résultats présentés par M.W. Dykstra concordent mal avec les calculs de VBIS.

Mode	Dykstra (RPM)	VBIS (RPM)
1	6.7	2.00386
2	14.2	6.49733
3	23.2	13.5632
4	34.0	23.2046
5	46.8	35.4212
6	56.0	50.1876
7	62.4	61.3873
8	79.8	67.816
9	99.7	87.6958
10	122.0	110.26
11	146.5	135.42
12	171.6	163.145

Tableau 7 - Comparaison entre les résultats de M.W. Dykstra et VBIS

Nous remarquons que les déformées modales latérales calculées par VBIS (figure 27) ressemblent à celles par M.W. Dysktra (figure 28). En effet, les nombres de nœuds et de ventres pour chaque mode sont identiquement les mêmes. Les positions des nœuds et des ventres sont pratiquement les mêmes, par contre, les amplitudes normalisées sont très différentes.



Figure 27 - Déformées modales calculées par VBIS



Figure 28 – Déformées modales présentées dans la thèse de M.W. Dykstra

Nous ignorons pourquoi les fréquences propres et les déformées modales calculées par VBIS ne correspondent pas à celles présentées par M.W. Dykstra. Nous ne voulons pas mettre en doute de manière catégorique la précision des résultats de M.W. Dykstra, mais nous avons, de notre côté, de bonnes raisons de croire que les résultats de VBIS sont plus proches de la réalité:

- VBIS a été validé avec succès sur un cas de figure dont on connaît la solution exacte analytique (voir section F). La précision de la prédiction était plus que convenable;

- l'ordre de grandeur de la première fréquence propre latérale présentée dans la thèse pour L=390 ft nous paraît être surévalué par rapport à la longueur de train de tiges mise en jeu;

- lors de la conférence ATCE³⁰ organisée à Anaheim en novembre 2007, David C-K Chen a accepté d'effectuer le calcul précédemment décrit sur la nouvelle version de WHIRLTM. Les résultats obtenus sont différents de ceux présentés sur la thèse de Dykstra. La version de WHIRL décrite dans la thèse de M.W. Dykstra n'est donc pas la version définitive actuellement commercialisée par Halliburton. Ceci nous laisse croire que la version initiale du programme WHIRL comportait quelques faiblesses.

• Influence du fluide de forage

Les vibrations latérales mettent en mouvement et remuent fortement le fluide de forage contrairement aux vibrations axiales et de torsion dont l'influence sur le fluide forage n'est pas significative. La présence du fluide a des effets non négligeables sur le comportement mécanique latéral du système et doit donc être prise en compte dans la modélisation.

Si l'on néglige la viscosité du fluide et les aspects dissipatifs, la présence du fluide se traduit par une inertie mécanique accrue du système. Cette inertie additionnelle peut être prise en compte sous la forme d'une masse ajoutée fictive (i.e. le train de tiges se comporte comme s'il avait une masse linéique supérieure à sa valeur réelle). D'un point de vue quantitatif, la présence du fluide de forage conduit à une diminution des fréquences propres latérales en comparaison avec des vibrations à l'air libre. Cette diminution est d'autant plus forte que le fluide est dense.

La masse ajoutée dépend de plusieurs paramètres, en particulier, de la géométrie du corps considéré, de la direction de mouvement et de la densité du fluide.

Considérons un corps animé d'un mouvement de translation de vitesse U évoluant dans un domaine de volume V rempli de fluide de densité ρ_f . Soient u_i (*i*=1,2,3) les composantes de la vitesse des particules du fluide en chaque point du domaine. La masse ajoutée se calcule par la formule suivante:

$$M_a = \rho_f \int_V \frac{u_i}{U} \frac{u_i}{U} dV$$

³⁰ ATCE: conférence technique annuelle organisée par la SPE.

Les composantes u_i (*i*=1,2,3) de la vitesse du fluide sont en général proportionnelles à la vitesse U (pour des géométries simples et pour un mouvement stationnaire). La grandeur M_a est alors intrinsèque au système et ne dépend pas de la vitesse U. Elle agit donc comme une vraie masse.

Voici quelques exemples de masse ajoutée calculées pour des configurations classiques:

- une sphère de rayon R plongée dans un domaine fluide infini

$$M_a = \frac{2}{3}\pi R^3 \rho_f$$

- un cylindre infini de rayon R plongé dans un domaine fluide infini, il s'agit ici de masse **linéique** ajoutée μ_a

$$\mu_a = \pi R^2 \rho_f$$

La configuration du cylindre est celle qui se rapproche le plus de notre problème, puisque la forme des tiges est quasiment cylindrique. Il se trouve toutefois qu'en utilisant cette formule pour la masse ajoutée, les fréquences propres calculées sont significativement surestimées, ceci veut dire en d'autres termes que l'inertie supplémentaire due à la présence du fluide est sous-estimée.

Le problème vient du fait que le cylindre est supposé baigner dans un fluide infini. En réalité, le train de tiges évolue dans un milieu extrêmement restreint et assimiler le puits de forage à un milieu infini est quelque peu irréaliste. La proximité des parois du puits et de la surface externe des tiges fait que les accélérations du fluide situé entre les deux sont beaucoup plus importantes. Il en résulte des masses linéiques ajoutées plus importantes qui dépendent entre autres de l'espacement entre les tiges et les parois du puits, plus l'espacement est faible, plus les accélérations du fluide sont importantes et plus la masse linéique ajoutée est importante.

La formule de masse linéique ci-dessous a été extraite du document [36] :

$$\mu_a = \pi R^2 \rho_f \left(\frac{H^2 + R^2}{H^2 - R^2} \right)$$

où *R* représente le rayon externe du cylindre et *H* le rayon du trou de forage.

Le mouvement latérale du train de tiges fait aussi bouger le fluide circulant à l'intérieur des tiges. Ce dernier doit aussi être pris en compte dans la modélisation via une masse ajoutée d'une autre nature qui correspond tout simplement à la masse du fluide circulant à l'intérieur du train de tiges. Notons μ_{int} cette masse linéique supplémentaire, on a alors:

$$\mu_{\rm int} = \pi R_{\rm int}^2 \rho_f$$

où R_{int} représente le rayon interne de la tige considérée. Notons toutefois que l'effet de cette masse linéique supplémentaire est beaucoup moins important que celui de la masse ajoutée proprement dite.

Soit ρ_t la masse volumique du matériau constituant les tiges, la masse linéique totale peut s'écrire sous la forme:

$$\mu = \mu_t + \mu_{int} + \mu_a$$

avec:

- $\mu_t = \pi (R^2 - R_{int}^2) \rho_t$: masse linéique du matériau constituant les tiges;

- $\mu_{int} = \pi R_{int}^2 \rho_f$: masse linéique du fluide circulant à l'intérieur des tiges;

-
$$\mu_a = \pi R^2 \rho_f \left(\frac{H^2 + R^2}{H^2 - R^2} \right)$$
 : masse linéique ajoutée due à la présence du fluide de forage à

l'extérieur des tiges.

La figure 29 représente l'influence de la densité du fluide de forage sur les valeurs des 8 premières fréquences propres sélectionnées.



Figure 29 - Influence de la densité du fluide de forage sur les fréquences propres latérales

Nous remarquons 3 phénomènes:

- 1. les fréquences propres diminuent lorsque la densité du fluide augmente;
- 2. l'influence de la densité du fluide sur les fréquences propres diminue à mesure que la densité augmente;
- 3. plus le numéro du mode est élevé, plus l'influence du fluide est importante.

Pour expliquer cela considérons la formule obtenue de manière analytique pour les fréquences propres latérales d'une poutre encastrée à ses deux extrémités (voir section 4.3.4.2 F):

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{n\pi}{\ell} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$$

Nous pouvons généraliser cette forumule en disant que les fréquences propres sont **à peu prés** proportionnelles au carré du numéro du mode considéré et inversement proportionnelles à la racine carré de la masse linéique

$$f_n \propto n^2 \sqrt{\frac{1}{\mu_t + \mu_{\text{int}} + \mu_a}}$$

- le phénomène 1 peut être expliqué par le fait que la fonction $\mu_{\text{int}} + \mu_a \rightarrow \sqrt{\frac{1}{\mu_t + \mu_{\text{int}} + \mu_a}} \text{ est décroissante;}$
- le phénomène 2 peut être expliqué par le fait que la dérivée de la fonction

$$\mu_{\rm int} + \mu_a \rightarrow \sqrt{\frac{1}{\mu_t + \mu_{\rm int} + \mu_a}}$$
 est croissante;

- le phénomène 3 par la dépendance en n^2 , *n* étant le numéro du mode.

• Influence du chargement axial

Les contraintes axiales (i.e. projection sur l'axe de la poutre de la résultante des efforts sur une section) ont une influence notable sur les fréquences propres de vibrations. Si l'on se place au niveau de l'outil de forage, les contraintes axiales représentent ce que l'on nomme communément le poids sur l'outil (WOB).

L'influence des contraintes axiales est à rapprocher de ce qui se produit pour une corde de guitare. Lorsque l'on pince une corde de guitare, cette dernière émet un son. Ce son est une superposition de signaux périodiques dont les fréquences sont celles des modes propres de la corde. Lorsque l'on tend plus fortement la corde de guitare, le son émis est plus aigu. Ceci veut dire que les fréquences propres de vibration de la corde sont plus élevées. Ainsi plus une corde est tendue, plus les fréquences propres de vibrations sont élevées. Le même phénomène se produit pour un train de tiges mais dans le sens inverse: plus ce dernier est compressé (augmentation du chargement axial), plus ses fréquences propres de vibrations sont basses.

La version initiale de VBIS, à l'instar de la théorie "classique" de la mécanique des poutres, néglige l'influence du chargement axial sur les modes propres de vibration. Ceci

provient d'une hypothèse de base de la théorie "classique" de la mécanique des poutres qui néglige les différences entre la géométrie initiale du système non-déformée et la géométrie finale déformée. Dans le cadre de cette hypothèse, on résout les équations et on décrit l'état de contraintes du système dans la géométrie initiale non-déformée. En prenant en compte, en partie, la différence entre la géométrie initiale et la géométrie déformée, les équations à résoudre sont légèrement modifiées et un terme correspondant à l'influence du chargement axial apparaît:

$$\underline{\Omega'}=[1/(EI)].[\underline{M}+\nu.(\underline{M}\underline{t})\underline{t}]$$

$$\underline{U'}=\underline{\Omega}\wedge\underline{t}+[\underline{T}\underline{t}/(ES)]\underline{t}$$

$$\underline{T'}=-\lambda\rho S\underline{U}$$

$$\underline{M'}=\underline{T}\wedge\underline{t}-\lambda\rho \overline{I[\Omega}+(\underline{\Omega}\underline{t})\underline{t}]+T_0[\Omega-(\underline{\Omega}\underline{t})\underline{t}]$$

où T_0 désigne le chargement axial.

M. Tijani s'est penché sur la question de l'influence des chargements axiaux. Il a établi que les équations restaient toujours intégrables (i.e. méthode de résolution semi-analytique toujours applicable). M. Tijani a modifié le code de VBIS de manière à pouvoir prendre en compte l'influence du chargement axial.

La figure 30 représente l'influence du chargement axial sur les 8 premières fréquences propres sélectionnées.



Figure 30 - Influence du chargement axial sur les fréquences propres latérales

Nous remarquons 4 phénomènes:

- 1. les fréquences propres diminuent lorsque le chargement axial augmente;
- 2. l'influence du chargement axial est moindre que celle de la densité du fluide de forage (étant données les plages de valeurs usuelles de ces deux grandeurs);
- 3. l'influence du chargement axial s'accentue à mesure que la valeur du chargement augmente. Ceci s'observe clairement pour le premier mode propre. Ceci contraste avec le phénomène 2 constaté pour l'influence du fluide de forage;
- 4. l'influence du chargement axial se fait plus sentir pour les modes les plus bas. Ceci contraste avec le phénomène 3 constaté pour l'influence du fluide de forage.

4.3.4.3 Résultats finaux

Nous comparons ici les résultats calculés à l'aide de VBIS (en prenant en compte les différents points détaillés ci-dessus) avec ceux obtenus par la mesure ou calculés par d'autres logiciels d'analyse modale. Nous nous intéressons tout d'abord aux <u>fréquences propres</u> et nous présenterons ensuite les résultats relatifs aux <u>déformées modales</u>.

Longueur effective:

La valeur adoptée pour la longueur effective est **67.7m**. Nous avons déduit cette longueur d'une figure de l'article présentant une capture d'écran du logiciel BHASYS (Figure 8 dans l'article [7]). La longueur effective devrait être déterminée par un calcul statique ce que nous n'avons pas fait pour le moment (car nous ignorons l'inclinaison du puits).

Liaisons mécaniques:

Pour les conditions limites en haut et en bas de la structure:

- nous bloquons les mouvements latéraux au niveau de l'outil (s=0);
- nous libérons les mouvements latéraux au niveau de la longueur effective (s=67.7m);

Pour les stabilisateurs, nous bloquons les mouvements latéraux au niveau des stabilisateurs *full gage* uniquement (stabilisateurs n°1 et n°2, voir tableau 1). Aucune condition en déplacement n'est imposée au niveau des stabilisateurs *undergage* (stabilisateur n°3).

Fluide de forage:

L'article indique que la densité de la boue de forage utilisée est de 1030.8 kg/m^3 . Nous avons utilisé cette valeur pour calculer la masse linéique ajoutée en chaque nœud de la structure.

Chargement axial:

L'article mentionne que le poids sur l'outil (*WOB*) vaut $1.15.10^5N$. Nous avons donc, adopté un chargement axial constant de $1.15.10^5N$ tout le long de la structure.

• Prédiciton des fréquences propres

La figure 31 compare les fréquences propres obtenues par VBIS et celle issues de la mesure ou calculées à l'aide d'autres logiciels d'analyse modale.



Figure 31 – Prédiction des fréquences propres latérales

Nous représentons dans la figure 32, d'un côté, les prédictions du code VBIS (rouge), et d'un autre côté, les résultats obtenus lorsque l'on néglige l'influence du fluide et du chargement axial (orange), lorsque l'on prend en compte uniquement l'un des deux (vert et bleu clair) et lorsqu'on les prend en compte tous les deux (bleu foncé). Le gain en précision de la prédiction est impressionnant.



Figure 32 – La prise en compte de l'influence du fluide de forage et du chargement permet d'accroître sensiblement la précision de la prédiction

• Prédiction des déformées modales

La figure 33 compare les 4 premières déformées modales calculées par le logiciel VBIS et par le logiciel BHASYS. Nous remarquons une très forte correspondance entre les résultats des deux logiciels, en effet, les nombres de nœuds et de ventres, leurs emplacements et leurs formes sont exactement les mêmes pour les deux logiciels.



Figure 33 – Comparaison entre les déformées modales prédites par BHASYS et VBIS

La prédiction exacte des déformées modales démontre la validité du code VBIS encore plus que la prédiction des fréquences propres. En effet, une fréquence propre représente uniquement une seule grandeur scalaire alors qu'une déformée modale représente une courbe dans l'espace donc une infinité de grandeurs scalaires. En d'autres termes, les déformées modales contiennent plus "d'information" que les fréquences propres et le fait de pouvoir les prédire avec autant de précision est une preuve sans équivoque de la validité du code VBIS.

CONCLUSION

Le travail d'option a répondu, en grande partie, aux deux objectifs attribués initialement, à savoir, établir l'état de l'art de la recherche en dynamique du forage et évaluer les potentialités du code VBIS.

En nous basant sur la littérature scientifique publique, nous avons dégagé plusieurs approches de modélisation permettant d'étudier le comportement dynamique d'un train de tiges de forage. Nous avons recensé les différents groupes de recherches qui se sont penchés sur la problématique de la dynamique du forage (voir tableau en annexes) ainsi que les principales implémentations opérationnelles auxquelles leurs travaux ont donné lieu. DrillScan dispose maintenant d'une vision plus claire du marché et du type de produit qu'elle peut offrir.

Concernant le code VBIS, nous avons montré que ce dernier était, dans sa version initiale, approprié pour prédire les modes propres axiaux et de torsion mais inadapté pour prédire les modes propres latéraux. Nous avons apporté, avec l'aide précieuse de M. Tijani, plusieurs améliorations au code VBIS de manière à pouvoir prédire correctement les modes propres latéraux. Ces améliorations se sont révélées profitables puisque VBIS est dorénavant aussi performant que d'autres logiciels sur le marché, notamment le logiciel BHASYS de Baker Hughes.

Nous soulignons enfin, pour conclure sur un ton un peu plus humble, que VBIS est certes aussi performant que d'autres logiciels présents sur le marché mais que ceci ne répond pas complètement à la problématique posée. En effet, l'objectif réel n'est pas d'obtenir les mêmes résultats que les autres logiciels mais d'offrir un outil numérique ayant un certain intérêt pratique pour les foreurs. Or cet objectif est loin d'être réalisé à cause, d'une part, de l'incertitude sur la source d'excitation (doit on considérer la vitesse de rotation comme fréquence d'excitation ou bien des multiples de cette dernière? quels multiples faut-il considérer? doit-on prendre en compte la fréquence de pompage? etc.) et d'autre part, des limitations propres à l'analyse modale (hypothèses des petits déplacements, non prise en compte des non linéarités de contact, etc.). Tous ces points nous laissent quelque peu dubitatifs quant à l'utilité pratique de l'approche par analyse modale.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] S.G. Lapierre, N. Seiler, D. C-K Chen, "Mitigating Vibration in Bi-Center Drilling Programs", IADC/SPE 87097, 2004

[2] G. Heisig, M. Neubert, "Lateral Drillstring Vibrations in Extended-Reach Wells" IADC/SPE 59235, 2000

[3] D. C-K Chen, M. Smith, S.G. Lapierre, "Advanced Drillstring Dynamics System Integrates Real-Time Modeling and Measurement", SPE 81903, 2003

[4] M.W. Dykstra, M. Neubert, J.M. Hanson, M.J. Meiners, "Improving Drilling Performance by Applying Advanced Dynamics Models", SPE/IADC 67697, 2001

[5] A.A. Besaiow, M. L. Payne, "A Study of Excitation Mechanisms and Resonance Inducing Bottomhole-Assembly Vibrations", SPE Drilling Engineering, March 1988

[6] Z. Li, B. Guo, "Analysis of Longitudinal Vibration of Drillstring in Air and Gas Drilling", SPE 107697, 2007

[7] P.N. Jogi, J.D. Macpherson, M. Neubert, "Field Verification of Model-Derived Natural Frequencies of a Drill String", Transactions of the ASME, Vol. 124, September 2002

[8] B. Schmalhorst, M. Neubert, "Dynamic Modeling Software", AADE-03-NTCE-53, 2003

[9] P.D. Spanos, A.M. Chevalier, N.P. Politis, M.L. Payne, "Oil Well Drilling: A Vibrations Perspective", The Shock and Vibration Digest, Vol 35, No 2, March 2003

[10] A.P. Christoforou, A.S. Yigit, "Dynamic Modelling of Rotating Drillstring with Borehole Interactions", Kuwait University, Department of mechanical and Industrial Engineering, 1997

[11] A.P. Christoforou, A.S. Yigit, "Fully coupled vibrations of actively controlled drillstrings", Journal of Sound and Vibration, 2003

[12] T. Richard, C. Germay, E. Detournay, "Self-excited stick-slip oscillations of drill bits", Comptes rendus MECANIQUE, 2004

[13] P.D. Spanos, A.M. Chevalier, N.P. Politis, "Nonlinear Stochastic Drill-String Vibrations", Transactions of the ASME, Vol. 124, October 2002

[14] E.W. Robnett, J.A. Hood, J.D. Macpherson, "Analysis of the Stick-Slip Phenomenon Using Downhole Drillstring rotation data", SPE/IADC 52821, 1999

[15] J.D. Jansen, L. Van Den Steen, "Active Damping of Self-Excited Torsional Vibrations in Oil Well Drillstrings", Journal of Sound and Vibration, Vol. 179, p. 647-668, 1995

[16] V.A. Dunayevsky, A. Judzis, "Onset of Drillstring Precession in a Directional Borehole", SPE 13027, 1984

[17] V.A. Dunayevsky, F. Abbassian, A. Judzis, "Dynamic Stability of Drillstrings Under Fluctuating Weight on Bit", SPE 14329, 1993

[18] T.M. Burgess, G.L. McDaniel, "Improving BHA Tool Reliability With Drillstring Vibration Models: Field Experience and Limitations", SPE/IADC 16109, 1987

[19] G.W. Halsey, A. Kyllingstad, D. Lysne, "Drillstring Torsional Vibrations: Comparison Between Theory and Experiment on a Full-Scale Research Drilling Rig", SPE 15564, 1986

[20] C.A. Zamudio, J.L. Tlustly, D.W. Dareing, "Self-Excited Vibrations in Drillstrings", SPE 16661, 1987

[21] M.W. Dykstra, D. C-K Chen, T.M. Warren, S.A. Zannoni, "Experimental Evaluations of Drill Bit and Drill String Dynamics", SPE 28323, 1994

[22] M-P. Dufeyte, H. Henneuse, "Detection and Monitoring of the Slip-Stick Motion", SPE/IADC 21945, 1991

[23] F. Clayer, J.K. Vandiver, H.Y. Lee, "The Effect of Surface and Downhole Boundary Conditions on the Vibration of Drillstrings", SPE 20447, 1990

[24] R.W. Tucker, C. Wang, "A Simple Cosserat Model For The Dynamics Of Drill-Strings", Lancaster University, Department of Physics

[25] H. Melakhessou, A. Berlioz, G. Ferraris, "A Nonlinear Well-Drillstring Interaction Model", Transactions of the ASME, Vol.125, January 2003

[26] A.S. Bakenov, T. Gabler, E. Detourmay, C. Germay, "Enhanced Drilling Performance Through Controlled DrillString Vibrations", AADE-03-NTCE-21, 2003

[27] A.P. Christoforou, A. S. Yigit, "Active Control of Stick-Slip Vibrations: The Role of Fully Coupled Dynamics", SPE 68903, 2001

[28] M.W. Dykstra, D. C-K Chen, T.M. Warren, J.J. Azar, "Drillstring Component Mass Imbalance: A Major Source of Downhole Vibrations", SPE Drilling & Completion, 1996

[29] F. Abbassian, V.A. Dunayevsky, "Application of Stability approach to Torsional and Lateral Bit Dynamics", SPE Drilling & Completion, June 1998

[30] M. Birades, "Static and Dynamic Three-Dimensional Bottomhole Assembly Computer Models", SPE Drilling Engineering, June 1988

[31] P.R. Pasley, Yih-Min Jan, J.E.E. Kingman, J.D. Macpherson, "Detection of BHA Lateral Resonances While Drilling With Surface Longitudinal and Torsional Sensors", SPE 24583, 1992

[32] C. Putot, C. Mabile, "Conditions d'apparition et formes de rebond d'un outil de forage tricône Institut français du pétrole", Institut Français du Pétrole,1999

[33] T. Richard, "Self-Excited Stick-Slip Oscillations of Drag Bits", PhD Thesis, University of Minnesota, 2001

[34] M.W. Dykstra, "Nonlinear Drill String Dynamics", PhD Thesis, University of Tulsa, 1996

[35] J.P. Den Hartog, "Mechanical Vibrations", Dover Publications Inc., 1985

[36] C.E. Brennen, "A Review of Added Mass and Fluid Inertial Forces", CR 82.010, Naval Civil Engineering Laboratory, Jan. 1982

ANNEXES

Tableau récapitulatif des groupes de recherche en dynamique du forage pétrolier

Nom	Organisme ³¹	Année ³²		
BAKER HUGHES				
Heisig Gerald	Baker Hughes INTEQ	2006		
Reckmann H.	Baker Hughes Inteq	2006		
Schmalhorst Bernd	Baker Hughes INTEQ	2003		
Mounzer F.	Baker Hughes INTEQ	2005		
Neubert Michael	Baker Hughes INTEQ Celle	2006		
Macpherson John D.	Baker Hughes INTEQ Celle	2002		
Jogi Pushkar	Baker Hughes INTEQ Houston	2002		
Dykstra Mark William	Hughes Christensen	2001		
Meiners M.J.	Hughes Christensen	2001		
HALLIBURTON				
Chen David C-K	Halliburton Sperry-Sun	2004		
Lapierre Scott G.	Halliburton Sperry-Sun	2004		

 ³¹ Cette colonne indique le dernier organisme dans lequel le chercheur a été employé (d'après l'ensemble de l'information dont on dispose).
 ³² Cette colonne indique l'année de parution de l'article le plus récent.
Smith Mark	Halliburton Spreey-Sun	2003	
Zannoni S.A.	Sperry-Sun Drilling Services	1994	
	SHELL		
Nicholson James W.	Shell Development Co.	1990	
Van den Steen Leon	Shell EP Technology Applications and Research	2001	
Keultjes Wout J. G.	Shell EP Technology Applications and Research	2001	
Kriesels Pierre	Shell EP Technology Applications and Research	2001	
Pols Albert	Shell EP Technology Applications and Research	2001	
Savignat Jean-Michel	Shell EP Technology Applications and Research	2001	
Jansen J.D.	Shell Research	1995	
Langeveld C.J	Shell Research B.V.	1992	
Institut français du pétrole			
Rey-Fabret I.	IFP	2004	
Nauroy J.F.	IFP	2004	
Peysson Y.	IFP	2004	
King I.	IFP	2004	
Sparks C.P.	IFP	2002	
Putot C.	IFP	1999	

Mabile C.	IFP	1999
EL	${f F}$ (avant la fusion avec TOTAL)	
Henneuse Henri	Elf Aquitaine	1992
Dufeyte M-P	Elf Aquitaine	1991
Clayer F.	Elf Aquitaine	1998
Birades Michel	Elf Aquitaine	1988
Sancho J.	Elf Exploration Production	1998
	Autres	
Mihajlovic N.	Eindhoven University of Technology	2004
Van Veggel A.A.	Eindhoven University of Technology	2004
Van de Wouw N.	Eindhoven University of Technology	2004
Nijmeijer H.	Eindhoven University of Technology	2004
Leine R.I.	Eindhoven University of Technology	2002
Van Campen D.H.	Eindhoven University of Technology	2002
Burgess T.M.	Anadrill/Schlumberger	1987
McDaniel G.L.	Anadrill/Schlumberger	1987
Das P.K.	Anadrill/Schlumberger	1987
Chevalier A.M.	Accenture Company, London	2003

Warren T.M.	Amoco E&P Technology Group	1998
Jan Yih-Min	Arco E&P Technology	1992
Besaisow Amjad A.	Arco Oil & Gas Co.	1988
Gouskov Alexander M.	Bauman Moscow State Technical University	2001
Voronov A. Sergey	Bauman Moscow State Technical University	2001
Judzis A.	BP Reserarch	1993
Abbassian Fereidoun	BP Reserarch	1998
Payne Mike L.	British Petroleum Company, Houston	2003
Politis N.P.	Brown School of Engineering, Rice University	2003
Spanos P.D.	Brown School of Engineering, Rice University	2003
Melakhessou Hayat	Centre Universitaire de Moncton	2003
Hanson J.M.	Consultant	2001
Kingman J.E.E	Consultant	1993
Bakenov A.S.	CSIRO Petroleum	2003
Gabler T.	CSIRO Petroleum	2003
Richard Thomas	Diamant Drilling Services	2004
Mason J.S	Exlog Inc	1993

Chauvin H.	Geoservices	2004
Cagnard F.	Geoservices	2004
Dunayevsky V.A.	IIT Research Institut	1999
Berlioz Alain	INSA Lyon	2003
Ferraris Guy	INSA Lyon	2003
Seiler N.	Kerr-McGee Oil & Gas Corporation	2004
Khulief Y.A.	King Fahd U. of Petroleum & Minerals	2005
Christoforou Andreas P.	Kuwait University	2007
Yigit Ahmet S.	Kuwait University	2007
Theron Alain	Laboratoire Architecture et d'Analyse des Systèmes (LAAS) du CNRS	2000
Tucker Robin W.	Lancaster University	
Wang Charles	Lancaster University	
Vandiver J.K.	Massachusettes Inst. Of Technology	1998
Lee H.Y	Massachusettes Inst. Of Technology	1998
Shyu Rong-Juin	MIT	1990
Haisey G.W.	Rogaland Research Institute	1986
Kyllingstad A.	Rogaland Research Institute	1986

Aarrestad T.V.	Rogaland Research Institute	1986
Lysne D.	Rogaland Research Institute	1986
Al-Naser H.	Saudi Aramco	2005
Mills W.H.	Sohio Petroleum Co.	1987
Robnett E.W.	SPE	2002
Forstner I.	SPE	2005
McGinley P.J	SPE	2002
Hood J.A.	SPE	1999
Paslay P.R.	Techald Corp	1992
Baugmart A.	TU Braunschweig	2000
Brommundt Eberhard	TU Braunschweig	2000
Richter Roskilde	TU Braunschweig	2000
Richter Uwe	TU Braunschweig	2000
Batzer Stephen A.	U. of Arkansas	2001
Zamudio C.A.	U. of Florida	1987
Tlustly J.L	U. of Florida	1987
Dareing D.W.	U. of Florida	1987

Boyun Guo	U. of Louisiana at Lafayette	1997
Detournay Emmanuel	U. of Minnesota	2004
Azar J.J.	U. of Tulsa	1996
Géradin M.	Université de Liège	1994
Golinval J.C.	Université de Liège	1994
Germay Christophe	Université de Liège	2004
Li Zifeng	Yanshan U.	2007