

N° d'ordre : / Faculté UMBB / 2018

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES



Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie

Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme :

MASTER

Présenté par :

RAIS Borhen Eddine

BEDDIAF Mahmoud

Filière : Hydrocarbures

Option : Forage des puits

Thème

Vérification de la conception de la garniture de forage et Etude de cisaillement des Drill collars 9^{1/2}.

Cas : Puits Hydraulique albien à Sidi-Khaled - Biskra.

Devant le jury :

HADJAJ Ahmed	Professeur	UMBB	Président
MELLAK Abderrahmane	Professeur	UMBB	Encadreur
BOUMAZA Nadia	MA (A)	UMBB	Examinatrice
BOUGHLOUL Abdelouahab	Ingénieur	DF	Invité

Année universitaire 2018 / 2019

Sommaire

Introduction.....	8
1 Chapitre 1 : Recherche bibliographique	10
1.1 Recherche bibliographique	11
1.2 Synthèse	16
2 Chapitre 2 : Caractéristiques mécanique et géométrique de la garniture de forage	17
2.1 Propriétés mécaniques des tubulaires	18
2.1.1 Résistance à la traction pure	18
2.1.2 Résistance à la torsion pure.....	19
2.1.3 Résistance à l'éclatement	20
2.1.4 Résistance à l'écrasement	21
2.1.5 Combinaison de tension avec torsion.....	24
2.2 Caractéristique des tiges de forage.....	25
2.2.1 La Longueur des tiges de forage	25
2.2.2 Diamètre nominal	26
2.2.3 Épaisseur de paroi pour les tiges usés	26
2.2.4 Poids nominal	26
2.2.5 Nuance d'acier	27
2.3 Tool joints	28
2.4 Les Masses tiges	29
2.4.1 Dimensionnement	29
2.4.2 Le module polaire des masses tige	31
2.5 Les tiges lourdes (Heavy Weight Drill Pipes).....	32
3 Chapitre 3 : les Forces agissant sur la garniture de forage.....	33
3.1 Introduction	34
3.2 Tension axiales /contraintes de compression	34
3.3 Contraintes de torsion	35

3.4	Contrainte de cisaillement transversale.....	36
3.5	Contraintes induites par la pression	36
3.6	La contrainte de flexion	37
3.6.1	La flexion par flambage.....	37
3.6.2	Flexion par tension	39
3.7	Flambage	41
3.7.1	Flambage dans les puits verticaux	41
3.7.2	Le flambage dans les puits inclinés.....	42
3.8	Capacité de charge de la tige de forage (l'effort triaxial)	42
3.9	Capacité de charge des tool-joints.....	44
3.9.1	L'augmentation de la contrainte axiale due au couple de serrage.....	44
3.9.2	La capacité de charge axiale d'un tool joints	45
3.10	La fatigue	46
3.11	La limite d'endurance (Endurance limite).....	46
3.12	Bending strength ratio	47
3.13	La rigidity (maximum stiffness ratio (SR))	49
3.14	Slip Crushing.....	50
3.15	Torque & drag	51
3.15.1	Side force	51
3.15.2	Torque forces.....	56
3.15.3	Drag forces.....	57
3.16	Estimation de la puissance nécessaire pour tourner un tricône	58
3.17	Les vibrations de la garniture	58
4	Chapitre 4 : Le design de la garniture de forage	60
4.1	Introduction	61
4.2	Types des BHA.....	61
4.2.1	BHA conventionnel à angle faible (Low angle)	61
4.2.2	High angle BHA (à angle grand)	61
4.3	Design de BHA	63
4.3.1	Choix de type de BHA	63
4.3.2	Configuration inférieur (lower BHA)	64

Sommaire

4.3.3 Configuration supérieur (type à faible angle)	66
4.3.4 Configuration supérieur (type à grand angle).....	67
4.3.5 Longueur de la section de transition	68
4.4 L'étape de design	68
4.5 La design des tiges (over load design).....	69
4.5.1 Capacité de charge nominale (rated load capacity)	69
4.5.2 Choix de design group	71
5 Chapitre 5 : Étude de cas	74
5.1 Vérification du design de la garniture de forage.....	77
5.1.1 Défaillance par surcharge (over load failure)	77
5.1.2 Défaillance par fatigue (fatigue failure)	96
5.1.3 Vérification des vibrations de la garniture par le simulateur WellScan.....	98
5.1.4 La solution proposée pour minimiser les vibrations latérales pour une vitesse de rotation de 100 rpm.....	100
6 CONCLUSION-RECOMMANDATIONS.....	103
7 REFERENCES.....	104

Remerciements

Nous tenons à remercier toutes les personnes qui ont contribué au succès de notre stage et qui nous ont aidés lors de la rédaction de ce mémoire.

Nous voudrions dans un premier temps remercier, notre directeur de mémoire Monsieur Le :

Professeur MELLAK Abderrahmane

Professeur de Forage à la Faculté des Hydrocarbures, pour sa patience, son sérieux, sa disponibilité et surtout ses judicieux conseils, qui ont contribué à alimenter notre réflexion.

Je remercie également toute l'équipe pédagogique de l'université de Boumerdes et les intervenants professionnels responsables de notre formation, pour avoir assuré la partie théorique de celle-ci.

Nous tenons à témoigner toute notre reconnaissance à monsieur BOUGHELOUM Abdelwahab qui nous a beaucoup appris sur les défis à relever dans le monde du Forage Pétrolier. Il a partagé ses connaissances et expériences dans ce milieu, tout en nous accordant sa confiance et une large indépendance dans l'exécution de missions valorisantes.

Ainsi que nos parents, pour leurs soutiens constants et leurs encouragements.

Borhen et Mahmoud

Dédicaces

À ma très chère mère

Quoi que je fasse où je dise, je ne saurais. Te remercier comme il se doit ton affection me couvre ta bienveillance me guide et ta présence à mes côtés a toujours été ma source de force pour affronter différents obstacles.

À mon cher père

Tu as toujours été à mes côtés pour me soutenir et m'encourager. Que ce travail traduit ma gratitude et mon affection.

À mes très chers frères Ala Eddine et Motez Billah.

Puisse Dieu vous donner Santé, Bonheur, courage, et surtout réussite.

Borhen Eddine Rais

Dédicaces

Je dédie ce travail à mon PERE, Et ma MERE qui ont beaucoup sacrifié à mon bonheur, et qui ont partagé mes malheurs. Mes FRERES, mes SOEURS, et à tout membre de famille. Et tous mes amis, et qui m'ont encouragé à terminer ce travail et à tous mes collègues que j'ai connu durant ma formation à l'université de Boumerdes.

Mahmoud Beddiaf

Introduction

Le terme design, est un verbe qui a le sens de configurer une garniture de forage en utilisant les composants disponibles sur chantier. Le terme peut aussi être utilisé comme un nom, exprimant une configuration de garniture de forage à objectif bien défini. Design tels que utilisés ici ne signifie pas qu'établir les attributs d'un composant individuel. Au lieu de cela, les étapes décrites dans ce mémoire sont destinées à établir si l'utilisation des composants préexistants dans le forage de la section spécifique du trou est acceptable.

Lors du design d'une garniture, l'objectif général du concepteur est d'arriver à la configuration permettant de forer le trou du diamètre souhaité à la profondeur désirée, tout en optimisant les besoins dans quatre domaines principaux :

- . La solidité structurelle : la garniture doit rester intacte, fonctionnel, et exempte de fuites.
- . Hydraulique, nettoyage du trou et ROP : débit des pompes, pertes de charge, vitesses annulaires et les régimes d'écoulement doivent répondre à toute les exigences du forage, tout en restant dans les limites de pression et de débit imposées par le trou, les pompes de forage et les équipements de surface.
- . Control directionnel et mesures : les composants de la garniture doivent permettre de diriger l'outil dans la trajectoire souhaitée, et doivent accomplir la surveillance et les mesures requises pour l'intervalle de trou foré.
- . Evitement et récupération des composants coincés : la garniture doit être configurée pour accomplir les opérations nécessaires avec le plus faible risque de coincement, et la plus grande probabilité de récupération si elle se coince.

Les besoins du concepteur seront largement influencés par d'autres facteurs tels que les capacités de l'installation, facteurs géologiques et le prix des équipements et leurs disponibilités.

Le design de la garniture de forage ne doit pas être séparé de l'opération. Par exemple, un design correct pour un poids spécifique sur l'outil peut être incorrect pour un autre. Ainsi, le concepteur déterminera d'abord les conditions d'exploitation probables à appliquer sur la garniture dans chaque phase. Une fois le design terminé le concepteur doit

Erreur ! Utilisez l'onglet Accueil pour appliquer Heading 1 au texte que vous souhaitez faire apparaître ici.

également s'assurer que l'équipe sur le plancher comprend les conditions de fonctionnement et les charges qui peuvent être logées en toute sécurité dans le design.

L'inspection est un autre côté qui ne doit pas être séparé du design. Etant donné que la plupart des composants sont loués, ils auront accumulé des traces d'usure et de fatigue lors des emplois précédents. Le processus d'inspection vise à garantir que chaque composant possède réellement les attributs dimensionnels et métallurgiques requis par le design.

Lors de le design visant à prévenir la fatigue, la fissuration sous contrainte par des sulfures, elle ne doit pas être séparée de l'environnement chimique dans lequel la garniture de forage fonctionnera. Le contrôle des réactions corrosives entre la colonne de forage et la boue ou les fluides de formation constitue une partie essentielle du processus de design de ces mécanismes. Les réactions corrosives ne sont pas prises en compte dans les méthodes de calcul de surcharge de cette norme.

Chapitre 1

Recherche bibliographique

1.1 Recherche bibliographique

L'étude bibliographique entreprise sur le design de la garniture de forage en puits verticaux et déviés a été largement discutée dans plusieurs articles.

Ci-dessous quelques exemples d'auteur qui ont travaillé sur ce sujet :

Bailey et Biediger [2]

Ils ont étudié des outils de design pour atténuer les vibrations du forage, basés sur un modèle dynamique latéral dans le domaine fréquentiel de l'assemblage de fond de trou (BHA), dans lequel chaque configuration candidate de BHA (Bottomhole Assembly) est modélisée en générant une description similaire à un diagramme de fishing, en construisant un calcul mathématique, modèle de cette description comprenant une série d'éléments de faisceau court, et calculant la réponse en fréquence forcée en régime permanent du modèle BHA à l'excitation à une série de vitesses de rotation pour les paramètres de fonctionnement donnés, à la condition que les points de contact de l'assemblage soient contraints à le puits. Les indices de vibration calculés à partir de ce modèle BHA latéral dans le domaine fréquentiel sont de bons prédicteurs des performances du forage, à la fois positivement et négativement. Certes, un processus de design de BHA doit prendre en compte d'autres facteurs, mais il est essentiel de prendre en compte les résultats du modèle dynamique pour un forage de haute performance.

Chen [3]

Il a développé un nouveau programme d'assemblage de fond de trou (BHA) dont l'objectif est de fournir le design optimal. Ce programme permet aux utilisateurs d'exécuter des modèles statiques et dynamiques dans la même application, ce qui permet de gagner du temps et de minimiser les erreurs.

Static Model Theory

La méthode conventionnelle des éléments finis. Il a été démontré que la précision requise pour la modélisation BHA statique n'était pas assez précise, en particulier pour les systèmes orientables, tels que les moteurs et les systèmes orientables rotatifs. En conséquence, il a été décidé d'adopter la méthode semi-analytique qui résoudra les équations de BHA de Lubinski.

Dynamic Model Theory

Est un hybride de méthodes analytiques et d'éléments finis basés sur la théorie de l'état d'équilibre. L'analyse statique est d'abord exécutée pour obtenir les conditions aux limites, telles que l'emplacement du point tangentiel et les contacts au niveau des stabilisateurs. Les conditions aux limites sont ensuite utilisées pour construire les matrices de masse et de rigidité de la BHA.

Lubinski [4]

Il a étudié les types de doglegs, en particulier deux types extrêmes idéalisés, le dogleg progressif et le brutal. Il a également examiné les forces exercées sur les joints des outils et entre la garniture de forage et la paroi du trou ou du carter.

Il a présenté le premier traitement rigoureux de la stabilité de la garniture. Dans son travail, un flambage bidimensionnel des tiges de forage dans des puits verticaux et ses effets sur l'inclinaison du trépan, l'analyse de la forme de la garniture, la force de contact avec le mur et les moments de flexion ont été présentés et discutés de manière approfondie.

La solution de Lubinski pour la charge critique de flambage utilisait des séries de puissance pour résoudre l'équation différentielle régissant le problème d'instabilité. L'utilisation de la méthode de Lubinski conduit à un résultat très précis exprimé sous forme de séries de puissances. Cependant, pour les garnitures longues, les termes de la série deviennent très longs et, après un certain temps, les calculs peuvent conduire à des résultats inexacts.

Il a également étudié les ruptures en fatigue des raccords à collet de perçage, sachant que le point le plus faible de la garniture de collets est les raccords. Des estimations raisonnables des moments de flexion maximaux auxquels des masses tiges de différentes tailles peuvent être soumises sans fatigue ont été calculées à partir des informations obtenues auprès de Hughes Tool Co.

Suraydi [5]

Il a développé une approche multi-échelles pour déterminer les conditions de chargement de chaque composant et de chaque connexion fileté sur la BHA et appliquer ces conditions de chargement établies à l'élément fini.

Il a examiné l'approche de la durée de vie en déformation qui nécessite une description de la réponse du matériau à l'élasto-cyclique, déformations plastiques et relation entre ces déformations et l'endurance à la fatigue. Et a repris que la durée de vie en fatigue peut être calculée à partir d'une séquence de souches locales ou d'une séquence de souches nominales à l'aide de facteurs de concentration. La première est également appelée approche de déformation locale, ce qui est intéressant pour les enquêtes de fatigue pratiques où les déformations peuvent être mesurées à l'aide de jauges de contrainte. L'approche de déformation locale connaît des applications plus larges dans le design en fatigue, car les modèles d'éléments finis peuvent fournir des déformations et des contraintes locales. Cette dernière approche, qui implique des déformations nominales ainsi que des facteurs de concentration des déformations, présente une limitation similaire à celle des contraintes, étant donné que le facteur de concentration des déformations est très sensible à la géométrie et à la taille de l'entaille, ainsi qu'au matériau utilisé.

Wu [6]

Il a présenté une solution générique à la modélisation BHA par assemblage en fond de trou, qui consiste en un algorithme générique utilisant les équations de Lubinski pour la modélisation BHA (Bottomhole Assembly). L'algorithme est conçu pour "auto-structurer" le modèle BHA en divisant des configurations BHA complexes en modules et segments indépendants. Les modules sont délimités par deux stabilisateurs, les segments étant délimités par des composants BHA tels que des stabilisants, des coudes et des croisements, etc. Un processus récursif est utilisé pour dériver des solutions pour chacun des segments et des modules, un par un, à partir du haut de la BHA (point tangentiel) jusqu'au bit. Il ne reste que deux inconnues (et deux équations non linéaires) lorsque le processus récursif atteint le bit. Les deux inconnues sont ensuite résolues par itération. En conséquence, l'ensemble du processus est robuste et extrêmement efficace en termes de calcul. L'avantage le plus important du nouvel algorithme est probablement sa précision, attribuée à l'utilisation d'équations de forme fermée. Les données de terrain ont confirmé l'algorithme est plus précis que les programmes BHA à éléments finis couramment utilisés, en particulier pour les systèmes de moteurs orientables et les systèmes orientables rotatifs.

Les hypothèses suivantes sont utilisées dans son algorithme:

- Le BHA est modélisé en 2D.
- Les composants de la garniture se comportent de manière élastique.
- Le bit est centré dans le puits.
- Les effets dynamiques des tiges de forage et des fluides sont ignorés.
- Il y a au moins un stabilisateur dans la BHA

Kwon [7]

Il a présenté une nouvelle solution au flambage hélicoïdal prenant en compte le poids de la tige, donnant ainsi de véritables formes hélicoïdales des tiges déformées avec un pas d'hélice variable. Le changement de longueur et la contrainte de flexion peuvent être calculés à partir de la solution de flambage hélicoïdal. De plus, il a intégré l'utilisation d'une nouvelle équation pour le jeu des outils dans les tiges à flexion hélicoïdale.

Paslay et Cernocky [8]

Ils ont présenté une analyse du grossissement des contraintes de flexion dans les puits de forage déviés, ainsi que du design de la gaine et des calculs de fatigue. Cela était très important pour montrer que, même si le flambage peut être présent dans une opération sans causer de problème, l'opération peut avoir d'autres conséquences, telles que l'augmentation du risque de défaillance par fatigue.

Mitchel [9]

Il a analysé le problème de flambage prenant en compte l'effet des frottements. Il a été démontré que l'historique de charge était important pour déterminer l'état final d'un système avec frottement. Le travail présentait également des équations liant le coefficient de frottement et la force critique de flambage. Il a été prouvé que le frottement avait un impact significatif sur le changement de longueur de tige en utilisant la théorie de la poutre mince, présenté en raison de la charge axiale.

Miska et Cunha [10]

Ils ont étendu leurs travaux sur l'influence du couple pour les tiges lestées sur les puits de forage inclinés et horizontaux. Les exemples pratiques présentés dans ce document ont rassuré que le couple peut être ignoré pour la plupart des opérations sur le terrain. Une analyse post-flambage a également été présentée selon le principe de la conservation de l'énergie mécanique. L'équation dérivée pour la charge de flambage hélicoïdale critique confirme la solution numérique pour l'équation différentielle non linéaire présentée par Mitchell.

Cheathan Et Patillo [11]

L'utilisation du principe du travail virtuel a permis de conclure qu'il existait une différence significative entre la relation force / pas pour les situations de chargement et de déchargement. Bien que supposant une tige en apesanteur. Ce travail est important pour faire la différence entre le début du processus de flambage et la situation après le flambage où une configuration hélicoïdale peut se produire. Ils ont également présenté les résultats de quelques tests expérimentaux à petite échelle.

Schuh [12]

Dans ce travail, les équations de flambage dérivées des sections droites du puits ont été étendues pour être utilisées dans des forages déviés par une analyse de l'influence d'un ajustement de la géométrie de la garniture afin de prendre en compte la forme de la tige déformée dans le trou de forage incurvé. Il convient de noter que Schuh a supposé dans son travail l'équation de Dawson et Paslay pour le flambage sinusoïdal comme étant celle qui provoque le flambage hélicoïdal. Cette hypothèse produira le calcul en hélice critique, la force de flambage devrait être supérieure à la force critique de flambage sinusoïdal. Une des diverses études confirmant cette hypothèse du comportement de flambage des tiges dans les puits horizontaux et de leurs résultats pour le flambage sinusoïdal étaient les mêmes que ceux décrits par Chen et al (et précédemment par Dawson et Paslay).

1.2 Synthèse

La réalisation de cette recherche était d'une très grande importance car elle nous a permis d'une part d'acquérir de nouvelles connaissances concernant notre thème, et d'une autre part de voir l'évolution des efforts et l'importance accordée au design de la garniture de forage.

Les recherches portant sur ce thème sont de plus en plus riches et importantes vu son indispensabilité dans le domaine du forage pétrolier ou bien hydraulique, la complexité des champs pétroliers en Algérie et la course vers l'amélioration des conditions de sécurité joue un grand rôle dans la valorisation et au développement de ce domaine.

Ce que nous avons remarqué dans les articles consultés, c'est qu'il y a ceux qui ont basés leurs calculs sur les volumes finies (méthode classique) et ceux qui ont développé leurs propres méthodes en se basant sur des méthodes semi-analytiques **Kwon [7]** ou bien en développant un programme de calcul dédié **Chen [3]**. L'équation introduite par **Lubinski [4]** était la solution révolutionnaire qui a permis d'un développement assez rapide dans la période suivante.

Ainsi, on a vu d'après ces articles que ce thème a été développé d'une manière continue et de plus en plus rapide dès la fin du 20^{ème} siècle jusqu'à maintenant. En adaptant des nouvelles méthodes de calculs en créant des programmes innovants. **Wu [6]** En raison de l'utilisation d'équations mathématiques de forme fermée, on pense que son algorithme est le programme le plus précis de l'industrie. Les comparaisons directes entre le nouveau code et les programmes BHA utilisant la méthode des éléments finis et les données de terrain confirment l'amélioration de la précision, notamment du nouveau code lors de la modélisation de moteurs et de systèmes orientables rotatifs.

Chapitre 2

Caractéristiques mécanique et géométrique de la garniture de forage

2.1 Propriétés mécaniques des tubulaires

2.1.1 Résistance à la traction pure

Lorsque l'on exerce une traction T sur une barre de section A , la contrainte de traction σ produite à l'intérieur de la barre est :

$$\sigma = \frac{T}{A} \dots \dots \dots (1)$$

σ = Contrainte exercée sur la barre, psi.

A = Section de la barre, in^2

T = traction exercée sur la barre, lbs.

La valeur de tension maximal que l'on peut appliquer sur le corps d'une tige est donné dans le formulaire du foreur en fonction du grade et de la classe d'usure (voir caractéristiques mécaniques des tiges de forage).

Tab.01: New, premium class and class 2 drill pipe torsional and tensile data.
(API RP 7G, 15th edition, January 1, 1995)

Size OD (in)	Nominal weight (lb/ft)	Class	Torsional yield strength ¹								Tensile yield strength								
			E		95		105		135		E		95		105		135		
			(ft.lb)	(daN.m)	(ft.lb)	(daN.m)	(ft.lb)	(daN.m)	(ft.lb)	(daN.m)	(lb)	(10 ³ daN)	(lb)	(10 ³ daN)	(lb)	(10 ³ daN)	(lb)	(10 ³ daN)	
4	11.85	N	19 474	2 639	24 668	3 343	27 264	3 694	35 054	4 750	230 755	102.6	292 290	129.9	323 057	143.6	415 360	184.6	
		P	15 310	2 075	19 392	2 628	21 433	2 904	27 557	3 734	182 016	80.9	230 554	102.5	254 823	113.3	327 630	145.6	
		2	13 281	1 800	16 823	2 280	18 594	2 520	23 907	3 239	158 132	70.3	200 301	89.0	221 385	98.4	284 638	126.5	
	14.00	N	23 288	3 166	29 498	3 997	32 603	4 418	41 918	5 680	285 359	126.8	361 454	160.6	399 502	177.6	513 646	228.3	
		P	18 196	2 466	23 048	3 123	25 474	3 452	32 752	4 438	224 182	99.6	283 963	126.2	313 854	139.5	403 527	179.3	
		2	15 738	2 133	19 935	2 701	22 034	2 986	28 329	3 839	194 363	86.4	246 193	109.4	272 108	120.9	349 852	155.5	
	15.70	N	25 810	3 497	32 692	4 430	36 134	4 896	46 458	6 295	324 118	144.1	410 550	182.5	453 765	201.7	583 413	259.3	
		P	20 067	2 719	25 418	3 444	28 094	3 807	36 120	4 894	253 851	112.8	321 544	142.9	355 391	158.0	456 931	203.1	
		2	17 315	2 346	21 932	2 972	24 241	3 285	31 166	4 223	219 738	97.7	278 335	123.7	307 633	136.7	395 528	175.8	
	4 1/2	13.75	N	25 907	3 510	32 816	4 447	36 270	4 915	46 633	6 319	270 034	120.0	342 043	152.0	378 047	168.0	486 061	216.0
			P	20 403	2 765	25 844	3 502	28 564	3 870	36 725	4 976	213 258	94.8	270 127	120.1	298 561	132.7	383 864	170.6
			2	17 715	2 400	22 439	3 041	24 801	3 361	31 887	4 321	185 389	82.4	234 827	104.4	259 545	115.4	333 701	148.3
16.60		N	30 807	4 174	39 022	5 288	43 130	5 844	55 453	7 514	330 558	146.9	418 707	186.1	462 781	205.7	595 004	264.4	
		P	24 139	3 271	30 576	4 143	33 795	4 579	43 450	5 888	260 165	115.6	329 542	146.5	364 231	161.9	468 297	208.1	
		2	20 908	2 833	26 483	3 588	29 271	3 966	37 634	5 099	225 771	100.3	285 977	127.1	316 080	140.5	406 388	180.6	
20.00		N	36 901	5 000	46 741	6 333	51 661	7 000	66 421	9 000	412 358	183.3	522 320	232.1	577 301	256.6	742 244	329.9	
		P	28 683	3 887	36 332	4 923	40 157	5 441	51 630	6 996	322 916	143.5	409 026	181.8	452 082	200.9	581 248	258.3	
		2	24 747	3 353	31 346	4 247	34 645	4 694	44 544	6 036	279 502	124.2	354 035	157.3	391 302	173.9	503 103	223.6	
22.82		N	40 912	5 544	51 821	7 022	57 276	7 761	73 641	9 978	471 239	209.4	596 903	265.3	659 734	293.2	848 230	377.0	
		P	31 587	4 280	40 010	5 421	44 222	5 992	56 856	7 704	367 566	163.4	465 584	206.9	514 593	228.7	661 620	294.1	
		2	27 161	3 680	34 404	4 662	38 026	5 153	48 890	6 625	317 497	141.1	402 163	178.7	444 496	197.6	571 495	254.0	

2.1.2 Résistance à la torsion pure

Lorsque l'on exerce un couple de torsion M (en fait, M est le moment du couple de torsion) sur une barre métallique de rayon R , la contrainte de torsion exercée sur cette barre est :

$$\tau = \frac{M}{\left(\frac{J}{R}\right)} \dots \dots \dots (2)$$

τ = Contrainte de torsion, en **Pa**,

M = Moment du couple de torsion, en **N.m**, (avec $M = 2 F.R$)

R = Rayon de la barre, en **m**,

J = Moment d'inertie polaire de la barre, en **m⁴**.

Pour les tiges de forage, le moment d'inertie polaire est :

$$J = \frac{\pi}{2} (R_e^4 - R_i^4) \dots \dots \dots (3)$$

La contrainte de torsion est maximale sur la surface extérieure de la barre. C'est cette valeur que l'on considère dans le cas des tiges de forage, d'où

$$\tau_{max} = \frac{M}{\left(\frac{J}{R_e}\right)} \dots \dots \dots (4)$$

La contrainte de torsion maximale est toujours inférieure à la limite élastique. Les différentes théories expliquant le cisaillement conduisent à des valeurs du rapport $\frac{\sigma_{e\ min}}{\tau_{max}}$ comprises entre 1.33 et 2. L'API a choisi $\sqrt{3}$ comme valeur.

Avec cette valeur, le couple de torsion maximum applicable sur une tige est :

$$M_{max} = 0.557 \cdot \sigma_{e\ min} \cdot \left(\frac{J}{R_e}\right) \dots \dots \dots (5)$$

Où :

$\sigma_{e\ min}$: Limite élastique minimale de l'acier utilisé, en **Pa**,

M_{max} : Moment du couple de torsion maximal, en **N.m**.

La valeur du couple de torsion maximal que l'on peut appliquer sur le corps d'une tige est donné dans le formulaire du foreur en fonction du grade et de la classe d'usure (voir caractéristiques mécaniques des tiges de forage).

Tab.02: New, premium class and class 2 drill pipe torsional and tensile data.
(API RP 7G, 15th edition, January 1, 1995)

Size OD	Nominal weight	Class	Torsional yield strength ¹								Tensile yield strength								
			E		95		105		135		E		95		105		135		
			(ft.lb)	(daN.m)	(ft.lb)	(daN.m)	(ft.lb)	(daN.m)	(ft.lb)	(daN.m)	(lb)	(10 ³ daN)	(lb)	(10 ³ daN)	(lb)	(10 ³ daN)	(lb)	(10 ³ daN)	
4	11.85	N	19 474	2 639	24 668	3 343	27 264	3 694	35 054	4 750	230 755	102.6	292 290	129.9	323 057	143.6	415 360	184.6	
		P	15 310	2 075	19 392	2 628	21 433	2 904	27 557	3 734	182 016	80.9	230 554	102.5	254 823	113.3	327 630	146.6	
		2	13 281	1 800	16 823	2 280	18 594	2 520	23 907	3 239	158 132	70.3	200 301	89.0	221 385	98.4	284 638	126.5	
	14.00	N	23 288	3 156	29 498	3 997	32 603	4 418	41 918	5 680	285 359	126.8	361 454	160.6	399 502	177.6	513 646	228.3	
		P	18 196	2 466	23 048	3 123	25 474	3 452	32 752	4 438	224 182	99.6	283 963	126.2	313 854	139.5	403 527	179.3	
		2	15 738	2 133	19 935	2 701	22 034	2 986	28 329	3 839	194 363	86.4	246 193	109.4	272 108	120.9	349 852	155.5	
	15.70	N	25 810	3 497	32 692	4 430	36 134	4 896	46 458	6 295	324 118	144.1	410 550	182.5	453 765	201.7	583 413	259.3	
		P	20 067	2 719	25 418	3 444	28 094	3 807	36 120	4 894	253 851	112.8	321 544	142.9	355 391	158.0	456 931	203.1	
		2	17 315	2 346	21 932	2 972	24 241	3 285	31 166	4 223	219 738	97.7	278 335	123.7	307 633	136.7	395 528	175.8	
	4 1/2	13.75	N	25 907	3 510	32 816	4 447	36 270	4 915	46 633	6 319	270 034	120.0	342 043	152.0	378 047	168.0	486 061	216.0
			P	20 403	2 765	25 844	3 502	28 564	3 870	36 725	4 976	213 258	94.8	270 127	120.1	296 561	132.7	383 864	170.6
			2	17 715	2 400	22 439	3 041	24 801	3 361	31 887	4 321	185 389	82.4	234 827	104.4	259 545	115.4	333 701	148.3
16.60		N	30 807	4 174	39 022	5 288	43 130	5 844	55 453	7 514	330 558	146.9	418 707	186.1	462 781	205.7	595 004	264.4	
		P	24 139	3 271	30 576	4 143	33 795	4 579	43 450	5 888	280 165	115.6	329 542	146.5	364 231	161.9	468 297	208.1	
		2	20 908	2 833	26 483	3 588	29 271	3 966	37 634	5 099	225 771	100.3	285 977	127.1	318 080	140.5	406 388	180.6	
20.00		N	36 901	5 000	46 741	6 333	51 661	7 000	66 421	9 000	412 358	183.3	522 320	232.1	577 301	256.6	742 244	329.9	
		P	28 683	3 887	36 332	4 923	40 157	5 441	51 630	6 996	322 916	143.5	409 026	181.8	452 082	200.9	581 248	258.3	
		2	24 747	3 353	31 346	4 247	34 645	4 694	44 544	6 036	279 502	124.2	354 035	157.3	391 302	173.9	503 103	223.6	
22.82		N	40 912	5 544	51 821	7 022	57 276	7 761	73 641	9 978	471 239	209.4	596 903	265.3	659 734	293.2	848 230	377.0	
		P	31 567	4 280	40 010	5 421	44 222	5 992	56 856	7 704	367 566	163.4	465 584	206.9	514 593	228.7	681 620	294.1	
		2	27 161	3 680	34 404	4 662	38 026	5 153	48 890	6 625	317 497	141.1	402 163	178.7	444 496	197.6	571 495	254.0	

Remarque :

Nous avons mentionné que la valeur de $\sigma_{e \text{ min}}$ utilisée par l'API entraîne une déformation permanente de l'ordre de 0.5 %. On peut penser que la valeur du couple de torsion maximal définie par la relation (5) produit une déformation de la tige. Donc, il est préférable de limiter le moment du couple de torsion à 90 % de cette valeur.

Mais couple maximum que l'on peut appliquer sur une tige est le couple de serrage de la connexion qui est bien inférieur à la valeur du couple admissible sur le corps de la tige. Donc, en général, le corps des tiges travaille loin du couple de torsion maximum admissible.

2.1.3 Résistance à l'éclatement

L'API utilise la formule de Barlow qui donne la pression intérieure maximale $P_{i \text{ max}}$ pour que la contrainte interne à la paroi de la tige ne dépasse pas la limite élastique $\sigma_{e \text{ min}}$. Pour les tiges de classe I, la formule est :

$$P_{i \text{ max}} = 0.875 \cdot \left(\frac{2 \cdot \sigma_{e \text{ min}} \cdot e}{D} \right) \dots \dots \dots (6)$$

e : Épaisseur nominale du corps de la tige (voir Formulaire du foreur - caractéristiques géométriques des tiges de forage). Le facteur 0.875 provient d'une tolérance à la fabrication de 12.5 % sur l'épaisseur des tiges neuves.

D : Diamètre nominal extérieur du corps de la tige.

Pour les autres classes, la formule est :

$$P_{i\max} = 2 \cdot \frac{\sigma_{e\min} \cdot e}{D} \dots\dots\dots(7)$$

e sera diminué de 20 % pour les tiges de classe S, de 30 % pour celles de classe II. Dans les deux formules précédentes, D et e sont exprimés en m , $P_{i\max}$ et $\sigma_{e\min}$ en Pa .

Il est recommandé de limiter la pression appliquée (ou différence de pression entre l'extérieur et l'intérieur) à l'extérieur de la tige à 90 % de la pression maximum admissible $P_{i\max}$.

Le corps de la tige limite la pression d'éclatement que l'on peut appliquer sur cette tige.

Remarque :

Lorsqu' une tige est soumise à des pressions intérieure et extérieure, c'est la différence de pression existant entre l'intérieur et l'extérieur qu'il faut prendre en considération.

2.1.4 Résistance à l'écrasement

Plusieurs formules permettant de déterminer la valeur maximale de la pression extérieure que l'on peut exercer sur le corps d'une tige sont utilisées par l'API. La valeur du rapport D / e (e étant l'épaisseur nominale du corps de la tige et D le diamètre nominal du DP) indique quelle formule doit être employée.

• La première formule est :

$$P_{e\max} = 2 \cdot \sigma_{e\min} \cdot \left(\frac{(D/e)-1}{(D/e)^2} \right) \dots\dots\dots(8)$$

Cette formule s'applique lorsque le rapport D / e est :

- Inférieur ou égal à 13.67 pour les tiges de grade E.
- Inférieur ou égal à 12.83 pour les tiges de grade X 95.
- Inférieur ou égal à 12.56 pour les tiges de grade G 105.
- Inférieur ou égal à 11.90 pour les tiges de grade S 135.

• La seconde formule est :

$$P_{e\ max} = \sigma_{e\ min} \cdot \left(\frac{A'}{(D/e)} - B' \right) - C \dots\dots\dots(9)$$

Les valeurs de A', B', C et du rapport D / e sont données dans le tableau suivant.

Tab. 03 : Valeurs à utiliser dans la formule (9).

Grade	A'	B'	C	D / e
E	3.060	0.0642	1 805	de 13.67 à 23.09
X 95	3.125	0.0745	2 405	de 12.83 à 21.21
G 105	3.162	0.0795	2 700	de 12.56 à 20.66
S 135	3.280	0.0945	3 600	de 11.90 à 19.14

Les valeurs de A', B', C et du rapport D / e sont données dans le tableau suivant.

Tab. 04 : Valeurs à utiliser dans la formule (10).

Grade	A'	B'	C	D / e
E	3.060	0.0642	1 805	de 13.67 à 23.09
X 95	3.125	0.0745	2 405	de 12.83 à 21.21
G 105	3.162	0.0795	2 700	de 12.56 à 20.66
S 135	3.280	0.0945	3 600	de 11.90 à 19.14

• La troisième formule est :

$$P_{e\ max} = \sigma_{e\ min} \cdot \left(\frac{A}{(D/e)} - B \right) \dots\dots\dots(10)$$

Les valeurs de A, B et D / e sont données dans le tableau suivant.

Tab. 05 : Valeurs à utiliser dans la formule (11).

Grade	A	B	D / e
E	1.985	0.0417	de 23.09 à 32.05
X 95	2.047	0.490	de 21.21 à 28.25
G 105	2.052	0.0515	de 20.66 à 26.88
S 135	2.129	0.0613	de 19.14 à 23.42

• La dernière formule utilisée est :

$$P_{e\ max} = \frac{46.95 \cdot 10^6}{(D/e) \cdot [(D/e) - 1]^2} \dots\dots\dots(11)$$

Cette formule s'applique lorsque le rapport **D / e** est :

- supérieur ou égal à 32.05 pour les tiges de grade E,
- supérieur ou égal à 28.25 pour les tiges de grade X 95,

- supérieur ou égal à 26.88 pour les tiges de grade G 105,
- supérieur ou égal à 23.42 pour les tiges de grade S 135.

Remarque :

Dans les 4 formules précédentes, $P_{e \max}$ et $\sigma_{e \min}$ sont exprimées en psi, D et e en pouces.

La pression d'écrasement pour les tiges déjà utilisées (diamètre et épaisseur inférieurs aux valeurs nominales) est calculée en ajustant le diamètre extérieur nominal D et l'épaisseur nominale e comme si l'usure était uniforme sur l'extérieur et nulle sur le diamètre intérieur. Les valeurs de e pour chaque classe de tige sont données ci-après. Ces valeurs permettront de choisir l'une des 4 formules précédentes et de calculer la valeur de la pression extérieure maximale.

- Pour les tiges de classe Premium (S), e sera pris égal à 80 % de l'épaisseur nominale,
- Pour les tiges de classe II, e sera pris égal à 70 % de l'épaisseur nominale.

La résistance à l'écrasement est à prendre en compte lors de tests des BOP et de tests de formation (DST)

Remarque :

Comme dans le cas de l'éclatement, c'est la différence de pression existant entre l'extérieur et l'intérieur de la tige qu'il faut prendre en considération.

Il est recommandé de limiter la pression appliquée (ou différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur) à l'intérieur de la tige à 90 % de la pression maximum admissible $P_{e \max}$.

Le corps de la tige limite la pression d'écrasement que l'on peut appliquer sur cette tige.

Les valeurs de la pression d'écrasement et d'éclatement maximal que l'on peut appliquer sur le corps d'une tige sont données dans le formulaire du foreur en fonction du grade et de la classe d'usure.

Tab. 06: new, premium class and class 2 drill pipe collapse and burst pressure data.
(API RP 7G, 15th edition, January 1, 1995)

Size OD	Nominal weight	Class	Collapse pressure								Burst pressure								
			E		95		105		135		E		95		105		135		
			(psi)	(MPa)	(psi)	(MPa)	(psi)	(MPa)	(psi)	(MPa)	(psi)	(MPa)	(psi)	(MPa)	(psi)	(MPa)	(psi)	(MPa)	
5	16.25	N	6 938	47.8	8 108	55.9	8 616	59.4	9 831	67.8	7 770	53.6	9 842	67.9	10 878	75.0	13 986	96.4	
		P	4 490	31.0	4 935	34.0	5 067	34.9	5 661	39.0	7 104	49.0	8 998	62.0	9 946	68.6	12 787	88.2	
	19.50	N	9 962	68.7	12 026	82.9	12 999	89.6	15 672	108.1	9 503	65.5	12 037	83.0	13 304	91.7	17 105	117.9	
		P	7 041	48.5	8 241	56.8	8 765	60.4	10 029	69.1	8 688	59.9	11 005	75.9	12 163	83.9	15 638	107.8	
	25.60	N	13 500	93.1	17 100	117.9	18 900	130.3	24 300	167.5	13 125	90.5	16 625	114.6	18 375	126.7	23 625	162.9	
		P	11 458	79.0	14 514	100.1	16 042	110.6	20 510	141.4	12 000	82.7	15 200	104.8	16 800	115.8	21 600	148.9	
5 1/2	19.20	N	6 039	41.6	6 942	47.9	7 313	50.4	8 093	55.8	7 255	50.0	9 189	63.4	10 156	70.0	13 058	90.0	
		P	3 736	25.8	4 130	28.5	4 336	29.9	4 714	32.5	6 633	45.7	8 401	57.9	9 286	64.0	11 939	82.3	
		2	2 835	19.5	3 128	21.6	3 215	22.2	3 265	22.5	5 804	40.0	7 351	50.7	8 125	56.0	10 447	72.0	
	21.90	N	8 413	58.0	10 019	69.1	10 753	74.1	12 679	87.4	8 615	59.4	10 912	75.2	12 061	83.2	15 507	106.9	
		P	5 730	39.5	6 542	45.1	6 865	47.3	7 496	51.7	7 876	54.3	9 977	68.8	11 027	76.0	14 177	97.7	
		2	4 334	29.9	4 733	32.6	4 899	33.8	5 464	37.7	6 892	47.5	8 730	60.2	9 649	66.5	12 405	85.5	
	24.70	N	10 464	72.1	12 933	89.2	14 013	96.6	17 023	117.4	9 903	68.3	12 544	86.5	13 865	95.6	17 826	122.9	
		P	7 635	52.6	9 011	62.1	9 626	66.4	11 177	77.1	9 055	62.4	11 489	79.1	12 676	87.4	16 298	112.4	
		2	6 050	41.7	6 957	48.0	7 329	50.5	8 115	56.0	7 923	54.6	10 035	69.2	11 092	76.5	14 261	98.3	
	6 5/8	25.20	N	4 788	33.0	5 321	36.7	5 500	37.9	6 036	41.6	6 538	45.1	8 281	57.1	9 153	63.1	11 768	81.1
			P	2 931	20.2	3 252	22.4	3 353	23.1	3 429	23.6	5 977	41.2	7 571	52.2	8 368	57.7	10 759	74.2
		27.70	N	5 894	40.6	6 755	46.6	7 103	49.0	7 813	53.9	7 172	49.4	9 084	62.6	10 040	69.2	12 909	89.0
			P	3 615	24.9	4 029	27.8	4 222	29.1	4 562	31.5	6 557	45.2	8 306	57.3	9 180	63.3	11 803	81.4
		27.70	N	2 227	15.4	2 343	16.2	2 346	16.2	2 346	16.2	5 230	36.1	6 625	45.7	7 322	50.5	9 414	64.9
			2	2 765	19.1	3 037	20.9	3 113	21.5	3 148	21.7	5 737	39.6	7 267	50.1	8 032	55.4	10 327	71.2

2.1.5 Combinaison de tension avec torsion

$$M < Me \sqrt{1 - \left(\frac{T}{Te}\right)^2} \dots\dots\dots(12)$$

$$T < Te \sqrt{1 - \left(\frac{M}{Me}\right)^2} \dots\dots\dots(13)$$

Avec:

T = tensile load on pipe

Te = tensile yield strength

M = torsional torque on pipe

Me : torque at maximum allowable stress

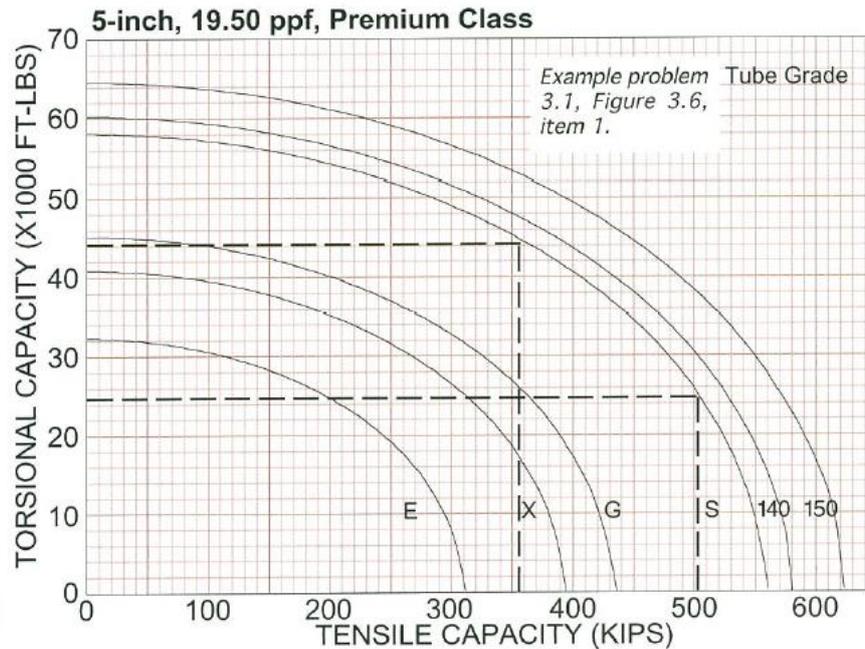


Fig.01: Normal weight drill pipe tube combined load capacity.
(Standard DS-1 volume 2 Drill stem Design and operation page 96)

2.2 Caractéristique des tiges de forage

Les tiges de forage peuvent être classées selon :

- Plages de longueur.
- Taille (OD nominal).
- Épaisseur de paroi (ou poids unitaire nominal).
- Nuance d'acier.

2.2.1 La Longueur des tiges de forage

Les tiges existent en trois "ranges". Le rang indique la longueur totale du corps de la tige avant soudure des tool joints.

Le range I correspond à des tiges de longueur comprise entre 18 ft (5.48 m) et 22 ft (6.71 m),

Le range II à des tiges de longueur comprise entre 27 ft (8.23 m) et 30 ft (9.15 m),

Le range III à des tiges de longueur comprise entre 38 ft (11.58 m) et 45 ft (13.72 m).

Pour chaque range, la variation de longueur admissible pour 95 % des tiges par commande est de 1 pied et de 1.5 pieds pour 5 % ou moins.

Les tiges de range II, gerbées en triple sur les appareils lourds ou en double sur les appareils légers, sont habituellement utilisées.

2.2.2 Diamètre nominal

Le diamètre nominal des tiges de forage est le diamètre extérieur du corps de la tige.

Les diamètres normalisés par l'API sont : 2 3/8, 2 7/8, 3 1/2, 4, 4 1/2, 5, 5 1/2 et 6 5/8.

Les diamètres les plus utilisés en forage pétrolier sont 3 1/2 et 5" (les tiges 4 1/2 sont très utilisées aux États-Unis). Ces deux garnitures permettent de réaliser la plupart des programmes de forage.

Le diamètre intérieur n'est pas une cote directe : c'est une valeur obtenue à partir du poids nominal du corps de la tige.

2.2.3 Épaisseur de paroi pour les tiges usés

Le diamètre corrigé est calculé comme suite:

$$D_{cp} = c \times D_p + D_i \times (1 - c) \dots\dots\dots(14)$$

Avec:

c = Multiplier de classe.

D_{cp} = Le diamètre corrigé de la tige.

D_p = Le diamètre de la tige neuf.

D_i = Le diamètre intérieur de la tige.

2.2.4 Poids nominal

Le poids nominal correspond au poids linéaire du corps de la tige (le poids des tool joints n'est pas inclus dans cette valeur). Il s'exprime en lb / ft.

Plus le poids nominal est élevé, plus le corps de la tige est épais, donc plus la tige sera résistante (mais en contrepartie plus la garniture sera lourde).

Les tiges 5" standard ont un poids nominal de 19.50 lb / ft. Elles existent également en 26.60 lb / ft.

Les tiges 3 1/2 standard ont un poids nominal de 13.30 lb / ft. Elles existent également en 9.50 lb / ft et en 15.50 lb / ft

Les caractéristiques géométriques des tiges de forage normalisées par l'API sont représentées dans le tableau suivant:

Tab. 7: NEW DRILLPIPE DIMENSIONAL DATA.
(API RP 7G, 15th edition, January 1, 1995)

OD, in.	Nominal Weight of Thread Couplings, [lbf/ft]	Plain-End Weight, lbf/ft	Wall Thickness, in	ID, in	Cross-Sectional Area, Body of Pipe, in.	Polar Sectional Modulus Z, in
2 ^{3/8}	4.85	4.43	0.190	1.995	1.3042	1.320
	6.55	6.26	0.280	1.815	1.8429	1.734
2 ^{7/8}	6.85	6.16	0.217	2.441	1.8120	2.242
	10.40	9.72	0.362	2.151	2.8579	3.204
3 ^{1/2}	9.50	8.81	0.245	2.992	2.5902	3.922
	13.30	12.31	0.368	2.764	3.6209	5.144
	15.50	14.63	0.449	2.602	4.3037	5.846
4	11.85	10.46	0.262	3.476	3.0767	5.400
	14.00	12.93	0.330	3.340	3.8048	6.458
	15.70	14.69	0.380	3.240	4.3216	7.156
4 ^{1/2}	13.75	12.24	0.271	3.958	3.6004	7.184
	16.60	14.98	0.337	3.826	4.4074	8.542
	20.00	18.69	0.430	3.640	5.4981	10.232
	22.82	21.36	0.500	3.500	6.2832	11.345
	24.66	23.20	0.550	3.400	6.8251	12.062
5	16.25	14.87	0.296	4.408	4.3743	9.718
	19.50	17.93	0.362	4.276	5.2746	11.416
	25.60	24.03	0.500	4.000	7.0686	14.490
5 ^{1/2}	19.20	16.87	0.304	4.892	4.9624	12.222
	21.90	19.81	0.361	4.778	5.8282	14.062
	24.70	22.54	0.415	4.670	6.6296	15.688
6 ^{5/8}	25.20	22.19	0.330	5.965	6.5262	19.572
	27.70	24.22	0.362	5.901	7.1227	21.156

2.2.5 Nuance d'acier

Les nuances d'acier utilisées et la limite d'élasticité en traction minimale correspondante pour chacune d'elles sont indiquées dans le tableau 08.

Tab.08: MINIMUM TENSILE YIELD STRENGTH FOR NEW DRILLPIPE.

Steel Grade	Minimum Yield Strength, psi
D	55000
E	75000
X-95	95000
G-105	105000
S-135	135000
V-150	150000

2.3 Tool joints

Les joints de tiges de forage individuels sont reliés entre eux à l'aide des tool-joints. Il est généralement soudé sur la tige de forage et consiste d'un Pin (coté mal) et un Box (femelle).

Les tool-joints ne font pas que maintenir les tiges de forage ensemble. Mais les épaulements des connexions forment également un joint métal-métal qui empêche les fuites. Les connexions de la colonne de forage diffèrent de celle de tubing ou de tubage par leur design. Les filetages des tool-joints ne sont pas conçus pour fournir l'étanchéité, mais sont conçus pour être installés même si le box déborde au moment du vissage avec du fluide de forage chargé de matières solides. Pour cette raison, l'étanchéité est fournie uniquement aux épaulements. En d'autres termes, l'épaulement est la seule zone d'étanchéité. Pour éviter la séparation des épaulements sous tension, flexion, ou les deux, une quantité bien définie de makeup torque est requise.

API RP 7G (1998) contient des déclarations telles que "le serrage correct des tool-joints lorsqu'il pénètre dans le trou.

Tab.09 : Le couple de serrage recommandé pour les tiges de forage.
(API RP 7G, 15th edition, January 1, 1995)

Drill pipe			New tool joint data						Premium class						Class 2						
Nominal size	Nominal weight	Type upset and grade	Connection	New OD		New ID		Make-up torque ⁶		Minimum OD tool joint		Minimum box shoulder with eccentric wear		Make-up torque for minimum OD tool joint		Minimum OD tool joint		Minimum box shoulder with eccentric wear		Make-up torque for minimum OD tool joint	
				(in)	(mm)	(in)	(mm)	(ft.lb)	(daN.m)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(ft.lb)	(daN.m)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(ft.lb)	(daN.m)
4 1/2	16.60	IEU 135	NC46	6 1/4	158.8	2 3/4	69.9	26 923 P	3 648	5 25/32	146.8	25/64	9.9	21 230	2 877	5 21/32	143.7	21/64	8.3	18 083	2 450
	16.60			6 5/8	168.3	3 1/2	88.9	27 076 P	3 669	6 1/16	154.0	21/64	8.3	21 017	2 848	5 31/32	151.6	9/32	7.1	18 367	2 489
4 1/2	20.00	IEU 75	4 1/2 FH	6	152.4	3	76.2	20 868 P	2 828	5 15/32	138.9	1/4	6.4	14 231	1 928	5 3/8	136.5	13/64	5.2	12 125	1 643
	20.00			6 1/4	158.8	3	76.2	23 795 P	3 224	5 1/2	139.7	1/4	6.4	14 288	1 936	5 13/32	137.3	13/64	5.2	12 086	1 638
	20.00			6 5/8	168.3	3 5/8	92.1	24 993 P	3 387	5 13/16	147.6	13/64	5.2	14 062	1 908	5 3/4	146.1	11/64	4.4	12 415	1 682
	20.00			IEU 75	4 1/2 H-90	6	152.4	3	76.2	27 091 P	3 671	5 13/32	137.3	7/32	5.6	13 815	1 872	5 11/32	135.7	3/16	4.8
4 1/2	20.00	IEU 95	4 1/2 FH	6	152.4	2 1/2	83.5	26 559 P	3 599	5 5/8	142.9	21/64	8.3	17 861	2 420	5 17/32	140.5	9/32	7.1	15 665	2 123
	20.00			6 1/4	158.8	2 3/4	69.9	26 923 P	3 648	5 21/32	143.7	21/64	8.3	18 083	2 450	5 9/16	141.3	9/32	7.1	15 787	2 139
	20.00			6 5/8	168.3	3 1/2	88.9	27 076 P	3 669	5 15/16	150.8	17/64	6.7	17 497	2 371	5 7/8	149.2	15/64	6.0	15 776	2 138
	20.00			IEU 95	4 1/2 H-90	6	152.4	3	76.2	27 091 P	3 671	5 9/16	141.3	19/64	7.5	17 929	2 429	5 15/32	138.9	1/4	6.4
4 1/2	20.00	IEU 105	NC46	6 1/4	158.8	2 1/2	63.5	29 778 P	4 035	5 23/32	145.3	23/64	9.1	19 844	2 662	5 5/8	142.9	5/16	7.9	17 311	2 346
	20.00			6 5/8	168.3	3 1/2	88.9	27 076 P	3 669	6 1/32	153.2	5/16	7.9	20 127	2 727	5 29/32	150.0	1/4	6.4	16 633	2 254
4 1/2	20.00	IEU 135	NC50	6 5/8	168.3	2 7/8	73.0	36 398 P	4 932	6 7/32	158.0	13/32	10.3	25 569	3 465	6 3/32	154.8	11/32	8.7	21 914	2 969
5	19.50	IEU 75	NC50	6 5/8	168.3	3 3/4	95.3	22 836 P	3 094	5 7/8	149.2	15/64	6.0	15 776	2 138	5 13/16	147.6	13/64	5.2	14 082	1 908
	19.50			6 1/2	165.1	3 1/4	82.6	31 084 P	4 212	6 1/32	153.2	19/64	7.5	19 862	2 727	5 15/16	150.8	17/64	6.7	17 497	2 371
5	19.50	IEU 95	5 H-90	6 1/2	165.1	3 1/4	82.6	31 084 P	4 212	5 27/32	148.4	5/16	7.9	20 127	2 691	5 3/4	146.1	1/4	6.4	17 116	2 319
	19.50			6 5/8	168.3	3 1/4	82.6	31 025 P	4 204	6 3/32	154.8	11/32	8.7	21 914	2 969	6	152.4	19/64	7.5	19 224	2 605
5	19.50	IEU 105	5 H-90	6 1/2	165.1	3	76.2	35 039 P	4 748	5 29/32	150.0	21/64	8.3	21 727	2 944	5 13/16	147.6	9/32	7.1	18 940	2 566
	19.50			6 5/8	168.3	2 3/4	69.9	38 044 P	5 155	6 5/16	160.3	29/64	11.5	28 381	3 846	6 3/16	157.2	25/64	9.9	24 645	3 339
5	19.50	IEU 135	5 1/2 FH	7 1/4	184.2	3 1/2	88.9	43 490 P	5 893	6 3/4	171.5	3/8	9.5	28 737	3 894	6 5/8	168.3	5/16	7.9	24 412	3 308
	25.60			6 5/8	168.3	3 1/2	88.9	27 076 P	3 669	6 1/32	153.2	5/16	7.9	20 127	2 727	5 15/16	150.8	17/64	6.7	17 497	2 371
5	25.60	IEU 75	5 1/2 FH	7	177.8	3 1/2	88.9	37 742 B	5 114	6 1/2	165.1	1/4	6.4	20 205	2 738	6 13/32	162.7	13/64	5.2	17 127	2 321
	25.60			6 5/8	168.3	3	76.2	34 680 P	4 699	6 7/32	158.0	13/32	10.3	25 569	3 465	6 3/32	154.8	11/32	8.7	21 914	2 969
5	25.60	IEU 95	5 1/2 FH	7	177.8	3 1/2	88.9	37 742 B	5 114	6 21/32	169.1	21/64	8.3	25 483	3 453	6 9/16	166.7	9/32	7.1	22 294	3 021
	25.60			6 5/8	168.3	2 3/4	69.9	38 044 P	5 155	6 9/32	159.5	7/16	11.1	27 437	3 718	6 5/32	156.4	3/8	9.5	23 728	3 215
5	25.60	IEU 105	5 1/2 FH	7 1/4	184.2	3 1/2	88.9	43 490 P	5 893	6 23/32	170.7	23/64	9.1	27 645	3 746	6 5/8	168.3	5/16	7.9	24 412	3 308

2.4 Les Masses tiges

Les « drill collars » sont la principale partie de la BHA. Elles sont fabriquées dans différentes tailles et formes. Cependant, des masses tiges carrés et en spirale sont également utilisées dans l'industrie du forage. Les masses tiges avec un profil extérieur de section transversale carrée sont utilisées pour augmenter la rigidité d'un BHA, alors que le type en spirale est recommandé pour le forage dans les zones où la pression différentielle est un problème. Les rainures en spirale sur la surface extérieure de ces DC réduisent l'arc de contact entre la paroi du trou et les DC, ce qui diminue à son tour la force d'adhérence. Les DC conventionnelles sont généralement fabriquées avec un diamètre extérieur uniforme (OD). La série des DC est formée en reliant des DC individuelles (généralement d'une longueur d'environ 30 pieds) à l'aide de connexions à épaulement rotatif.

2.4.1 Dimensionnement

Le plus petit diamètre intérieur doit être recherché car cela procurera une masse tige plus lourde, il faut pouvoir :

- Descendre des outils de mesures à l'intérieur.
- Avoir des valeurs de pertes de charge acceptable.

Les passages usuels sont entre 2 et 3 pouces suivant le diamètre extérieur de la masse-tige.

Le diamètre extérieur sera compris entre un mini est un maxi que l'on peut définir ainsi :

Diamètre maximum

- Fonction du diamètre de forage, de la possibilité d'être repêché par un overshot de la possibilité de sur forer.
- Des vitesses admissibles de remontée des fluides dans l'annulaire
- Des risques de coincement par pression différentielle.

Diamètre minimum

Il est directement lié à la rigidité de l'ensemble.

Chapitre 2 : Caractéristiques mécanique et géométrique de la garniture de forage

Tab.10 : Choix des diamètres de masses-tiges en fonction des diamètres de forage (in).
(Technique d'exploitation pétrolière LE FORAGE.1993-Edition Technip)

Diamètre de forage	Diamètre extérieur des masses-tiges	Diamètre intérieur des masses-tiges
24 à 12 1/4	9 1/2	3
9 7/8	7 3/4 à 8	2 13/16
8 3/4 à 8 1/2	6 3/4	2 13/16
6 3/4 à 6	4 3/4	2 1/4

Ces considérations conduisent au tableau au-dessous qui sélectionne les masses-tiges en fonction du diamètre du trou. La longueur unitaire est normalisée à 30 ft soit 9,144 m. On pourra trouver les poids unitaires des masses-tiges courantes sur ce tableau :

Tab. 11 : Poids des masses-tiges.
(Technique d'exploitation pétrolière LE FORAGE.1993-Edition Technip)

Masses-tiges	Poids unitaire (kg/m)	Poids (30 ft) (kg)
11 1/4 x 3	457.6	4276
9 1/2 x 3	323.2	2955
8 x 2 12/16	223.0	2040
7 3/4 x 2 13/16	207.4	1896
6 3/4 x 2 13/16	149.8	1370
4 3/4 x 2 1/4	69.6	636

2.4.2 Le module polaire des masses tige

$$polar\ modulus = \frac{\pi (OD^4 - id^4)}{16 OD} \dots\dots\dots(15)$$

Tab. 12 : Module polaire des masses tige.
(Formulaire du foreur, Edition technip, Paris, 1989).

OD \ id (in) / (mm)		1 1/2		2		2 1/4		2 13/16		3	
		38.10		50.80		57.15		71.44		76.20	
(in)	(mm)	(In ³)	(mm ³)								
3 1/8	79.38	5.67	92 981	4.99	81 719	4.38	71 805	2.06	33 769	0.90	14 793
3 1/4	82.55	6.43	105 442	5.77	94 613	5.19	85 081	2.96	48 507	1.85	30 262
3 1/2	88.90	8.13	133 300	7.52	123 245	6.98	114393	4.91	80 432	3.87	63 490
3 3/4	95.25	10.09	165 334	9.52	155 949	9.01	147687	7.08	115991	6.11	100 178
4	101.60			11.78	193 056	11.31	185310	9.49	155594	8.59	140 770
4 1/8	104.78	12.32	201 854	13.02	213 361	12.56	205850	10.80	177035	9.93	162 659
4 1/4	107.95	13.54	221 892	14.33	234 361	13.89	227597	12.18	199630	11.33	185 677
4 1/2	114.30	14.84	243 168	17.19	281 763	16.77	274878	15.16	248464	14.36	235 286
4 3/4	120.65			20.38	333 997	19.98	327475	18.46	302451	17.69	289 967
5	127.00			23.92	391 903	23.54	385706	22.09	361934	21.36	350 074
5 1/4	133.35			27.81	455 790	27.45	449888	26.07	427248	25.38	415 953
5 1/2	139.70			32.10	525 967	31.75	520334	30.43	498722	29.78	487 941
5 3/4	146.05			36.78	602 741	36.45	597353	35.19	576681	34.65	566 358
6	152.40					41.57	681256	40.36	661446	39.76	651 562
6 1/4	158.75					47.13	772351	45.97	753333	45.39	743 845
6 3/8	161.93					50.08	820691	48.94	802046	48.38	792 744
6 1/2	165.10					53.15	870945	52.03	852658	51.48	843 535
6 5/8	168.28					56.33	923149	55.24	905208	54.69	869 257
6 3/4	171.45					59.64	977334	58.57	959734	58.03	950 949
7	177.80					66.63	1091854	65.59	1078873	65.08	1066402
7 1/4	184.15					74.13	1214780	73.13	1198385	72.63	1190206
7 1/2	190.50					82.16	1346427	81.20	1330578	80.71	1322672
7 3/4	196.85					90.75	1487099	89.81	1471761	89.35	1464110
8	203.20							99.00	1622242	98.54	1614829
8 1/4	209.55							108.76	1782325	108.33	1775138
8 1/2	215.90							119.14	1952319	118.71	1945342
8 3/4	222.25							130.13	2132527	129.72	2125750
9 1/4	234.95							154.07	2524809	153.68	2518398
9 1/2	241.30							167.05	2737491	166.67	2731249
9 3/4	247.65							180.73	2961607	180.36	2955525
10	254.00									194.76	3191530
10 1/2	266.70									225.78	3699944
10 3/4	273.05									242.44	3972961
11	279.40									259.90	4258922
11 1/4	285.85									278.15	4558132

2.5 Les tiges lourdes (Heavy Weight Drill Pipes)

Les tiges lourdes 5" ont sensiblement les mêmes dimensions extérieures que les tiges de forage 5", sauf une surépaisseur centrale et des tool joints plus longs. Mais le diamètre intérieur est de 3". Elles sont donc plus lourdes et plus résistantes au flambage que les tiges de forage. Les tiges lourdes 5" ont un poids nominal de 50 lb / ft. Le corps de la tige standard a une limite élastique minimale de 55000 psi (380 MPa), mais des aciers allant jusqu'à 105000 Psi (725 MPa) sont parfois utilisés pour les tiges lourdes travaillant en compression.

Les tiges lourdes, incorporées entre les tiges et les masses-tiges, sont des tiges de transition. Elles assurent une meilleure continuité mécanique entre ces deux éléments de la garniture afin de diminuer les concentrations des contraintes, résultants à la fois des efforts de flexion alternée et des efforts générés par les régimes de vibrations transversales et de torsion au cours de la rotation de la garniture. Les concentrations de contraintes sont d'autant plus élevées que la courbure ou le changement de courbure (doglegs) du puits sont importants.

Dans les puits verticaux, les tiges lourdes sont utilisées uniquement comme tiges de transition. 6 à 7 longueurs de tiges lourdes sont généralement incorporées dans la garniture.

Elles sont utilisées également dans les puits déviés comme tiges de transition et en remplacement des masses-tiges pour fournir le poids sur l'outil. D'une part leur grande flexibilité, elles diminuent le couple de rotation, les efforts de frottement à la remontée de la garniture et les risques de coincement par pression différentielle. Le nombre de longueurs, d'autant plus important que la courbure de la trajectoire est importante, est de l'ordre de 10 à 15.

Table 3.6 Heavy Weight Drill Pipe Dimensions, Weights, and Yield Strengths

(Note: Heavy weight drill pipe, except for the connection dimensions, is not covered by any API specification. Therefore, the user should independently verify the numbers below before employing them in design calculations.)

G) Weatherford (Pearland Manufacturing) Non-Spiraled Heavy Weight Drill Pipe³

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Nominal OD (in)	Approx. Weight ⁴ (W) (lb/ft)	ID (in)	Wall Thickness (in)	Center Upsets		Connection Type	Tool Joint / Connection			Section Area Pipe Body (in ²)	(Z) ² Section Modulus (in ³)	Minimum Yield Strength		
				Number	OD (in)		Length (in)	ID (in)	OD (in)			Length (P/B) ¹ (in)	Tube (psi)	Tool Joint (psi)
3 1/2	24.40	2 1/4	0.625	1	4	24	NC38	2 5/16	4 7/8	27/24	5.645	3.490	55,000	110,000
4	30.30	2 9/16	0.719	1	4 1/2	24	NC40	2 11/16	5 1/4	27/24	7.409	5.225	55,000	110,000
4 1/2	44.60	2 3/4	0.875	1	5	24	NC46	2 7/8	6 1/4	27/24	9.965	7.698	55,000	110,000
5	50.60	3	1.000	1	5 1/2	24	NC50	3 1/16	6 1/2	27/24	12.566	10.681	55,000	110,000
5 1/2	47.50	4	0.750	1	6	24	5 1/2 FH	4	7 1/4	27/24	11.192	11.764	100,000	100,000

Chapitre 3

Les Forces agissant sur la garniture de forage

3.1 Introduction

Une garniture de forage opérante dans un trou de forage est soumise à un certain nombre de charges, y compris la tension, la compression, la torsion, la flexion et la pression d'écrasement ou d'éclatement. Ces forces peuvent être soit statiques ou dynamiques. Les charges peuvent se répéter plusieurs fois (charges cycliques) ou peuvent être appliquées sur une période relativement courte de temps (charges d'impact). En conséquence, l'état de stress d'une tige de forage est très complexe et difficile à décrire.

3.2 Tension axiales /contraintes de compression

La plus grande charge de tension existe au sommet des tiges de forage à cause du poids des masses tiges, stabilisateurs, tiges de forage et autres composants de garniture, et en raison des forces attribuables à pression de fluide agissant sur les surfaces perpendiculaires à l'axe du garniture. Le bas de la garniture (immergé dans la boue) est soumis à une force de compression axiale, en raison de la force de compression due à la pression hydrostatique agissant au fond de la garniture. La contrainte produite par une charge axiale sur la section transversale A d'une garniture de forage peut être exprimée comme suit:

$$\sigma_a = \frac{F}{A} \dots \dots \dots (16)$$

σ_a = a la contrainte axiale moyenne, ou simplement la contrainte ou compression axiale, psi

F = force axiale, lbs.

A = la section de la tige, in².

$$A = 0.785 \times (D_{op}^2 - D_{ip}^2) \dots \dots \dots (17)$$

D_{op} = OD de la tige, in.

D_{ip} = ID de la tige, in.

F = La force axiale, qui est perpendiculaire à la section transversale, A .

3.3 Contraintes de torsion

La torsion dans une garniture est provoquée par un moment de torsion (T appelé couple et entraîne une contrainte de cisaillement ou de torsion et un angle de torsion. La contrainte de cisaillement et l'angle de torsion différentiel peuvent être calculés comme suit

$$\tau = \frac{T_r}{J} \dots\dots\dots (18)$$

$$\frac{d\phi}{dz} = \frac{T}{GJ} \dots\dots\dots (19)$$

Où :

τ = contrainte de cisaillement, psi.

$\frac{d\phi}{dz}$ = Angle de torsion différentiel, in⁻¹.

T = couple, in.-lbf.

r = distance du centre de la tige au point considéré, en particulier.

$D_{ip} \leq 2r \leq D_{op}$, in.

G = module d'élasticité en cisaillement,

$$G = \frac{E}{2 \times (1 + \nu)} \dots\dots\dots (20)$$

J = moment d'inertie polaire

$$J = \frac{\pi}{32} \times (D_{op}^4 - D_{ip}^4) \dots\dots\dots (21)$$

La contrainte de cisaillement maximale se produit au niveau de la fibre externe de la tige et, dans ce cas, Eq. 18 peut être écrite comme suit

$$\tau_{max} = \frac{16D_{op}T}{(D_{op}^4 - D_{ip}^4)} = \frac{T}{Z} \dots\dots\dots (22)$$

Où :

Z = Est le module polaire.

3.4 Contrainte de cisaillement transversale

Le cisaillement transversal agissant perpendiculairement à l'axe longitudinal de la garniture est donné par:

$$\tau_s = \frac{2Fs}{A} \dots\dots\dots (23)$$

Où :

F = La force normale (side force) ou latérale en lbs.

A = La surface de la section transversale du composant en in².

3.5 Contraintes induites par la pression

Généralement, en raison de l'écoulement du fluide de forage, la pression à l'intérieur de la garniture est différente de la pression extérieure. Si le fluide de forage circule des tiges de forage vers l'espace annulaire, la pression à l'intérieur de la garniture est supérieure à la pression à l'extérieur. Si, cependant, la circulation du fluide de forage est inversée, le contraire est vrai. Considérons une certaine section de tige pour laquelle les pressions sont P_i à l'intérieur de la tige et P_o en dehors de la tige. Les pressions P_i et P_o existent à cause du débit et non pas à cause de la pression hydrostatique. Ces pressions induisent des contraintes axiales, tangentielles et radiales, qui peuvent être calculées comme suit :

$$\sigma_{an} = \frac{r_i^2 P_i - r_o^2 P_o}{r_o^2 - r_i^2} \dots\dots\dots (24)$$

$$\sigma_t = \frac{(P_i - P_o)r_i^2 r_o^2}{(r_o^2 - r_i^2)r^2} + \sigma_{an} \dots\dots\dots (25)$$

$$\sigma_r = \frac{(P_i - P_o)r_i^2 r_o^2}{(r_o^2 - r_i^2)r^2} + \sigma_{an} \dots\dots\dots (26)$$

Où :

σ_{an} = Contrainte axiale neutre, psi.

σ_t = Contrainte tangentielle, psi.

σ_r = Contrainte radiale, psi.

r_i et r_o = Rayons intérieur et extérieur de la tige, in.

r = La distance radiale à un point de la section considérée en (Fig.02).

Eqs. (25) Et (26) sont appelées *équations de Lamé*. Il faut bien comprendre que la contrainte axiale neutre comme donnée par Eq. 24 n'a aucun effet sur la flexion. On peut montrer (Lubinski 1975-1988) qu'une augmentation de la pression P_i , qui entraîne une augmentation de la contrainte axiale, ne diminue pas la tendance de la tige à la flexion. Même une valeur très élevée de la pression intérieure, P_i , n'empêche pas la flexion ou le flambage de la tige. D'autre part, une augmentation de la pression extérieure, bien que P_o puisse produire une contrainte de compression élevée, ne provoque pas de flambage pour cette raison, le stress donné par Eq. 24 est appelée la contrainte axiale neutre.

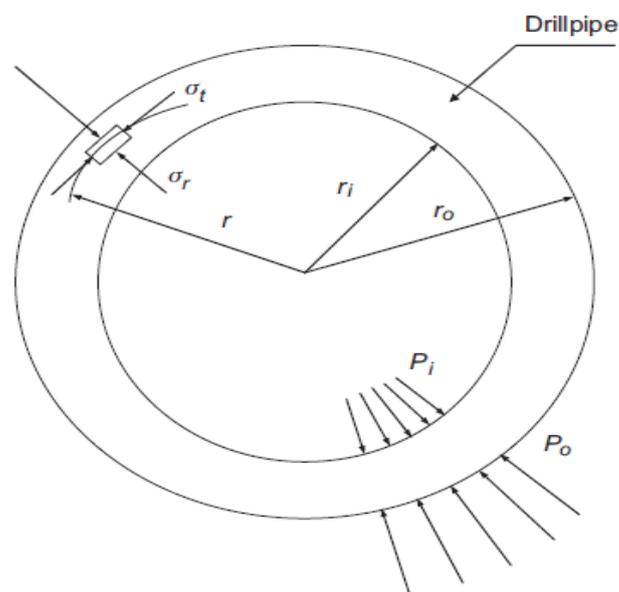


Fig.02: Section de tige.
(FUNDAMENTALS OF DRILLING ENGINEERING page 610)

3.6 La contrainte de flexion

3.6.1 La flexion par flambage

Il est évident que le flambage génère un moment de flexion, qui par la suite produit une contrainte de flexion ; qui est une tension d'un côté et une compression de l'autre côté. Cette contrainte de flexion affecte la contrainte composée dans les fibres intérieures et extérieures des masses tiges.

L'expression suivante peut être utilisée pour le calcul du moment de flexion :

$$M_b = i w_{bp} m r_c , \dots \dots \dots (27)$$

Où : i = le coefficient du moment de flexion, qui est une fonction de x_2 (fig.03). Il y a deux points au niveau des masses tiges où le moment de flexion atteint un maximum.

Dans la fig.03 le coefficient i_1 correspond au point de moment flexion maximal qui est le plus proche du trépan, tandis que i_2 correspond au point au-dessus. Les lignes en pointillés M_1M_3 et $M_1'M_3'$ représentent la distance adimensionnelle aux points auxquels le moment de flexion est un maximum

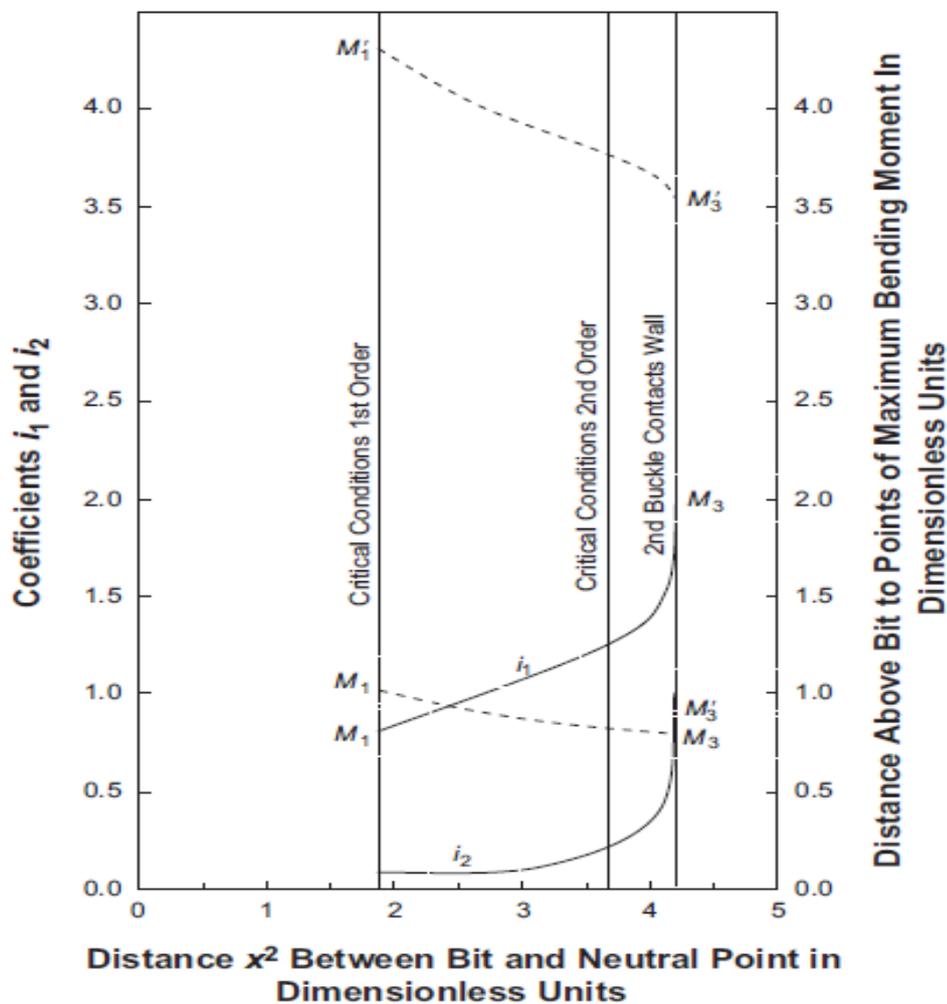


Fig.03: Bending coefficients i_1 and i_2 vs. x_2 [after Lubinski (1987)].
(FUNDAMENTALS OF DRILLING ENGINEERING page 592)

3.6.2 Flexion par tension

Dans les opérations de forage, une garniture subie fréquemment la flexion à cause de la courbure du trou (doglegs), les charges transversale, et d'autres perturbations. La contrainte de flexion peut être calculée à partir de cette équation :

$$\sigma_b = \frac{M_b D_{op}}{2I} \dots \dots \dots (28)$$

Le moment de flexion dans Eq 28 est un produit de la rigidité à la flexion EI et de la courbure des tiges K_p .

$$M_b = EI k_p, \dots \dots \dots (29)$$

En première approximation, nous supposons que la forme de la garniture est parallèle à la trajectoire du puits (c'est-à-dire que la garniture est en contact continu avec les parois du puits – sans tool-joints), l'ampleur de la courbure de la garniture $k_p = \frac{1}{R}$ et l'Eq. 28 peut être écrite comme suit :

$$\sigma_b = \frac{ED_{op}}{2R} \dots \dots \dots (30)$$

Où :

R = Est le rayon de courbure.

La courbure du trou est généralement appelée Dogleg Severity (DLS) et est exprimée en degrés / 100 ft. Si, par exemple, le DLS est de 5° / 100 ft, cela signifie que sur chaque pied de trou, le trou se courbe de 0,05 °. La relation entre le rayon de courbure et le DLS est :

$$R = \frac{5,729.6}{DLS} \dots \dots \dots (31)$$

Où:

DLS = gravité du dogleg, degrés /100ft.

Pour des calculs plus précis, Lubinski (1961, 1987) a dérivé les expressions suivante, en relation avec la courbure de la tige et du trou qui prend en considération la présence du tool-joint :

Cas 1 :

$$k_p = k \frac{\alpha l_y}{\tanh(\alpha l_y)}, \dots \dots \dots (32)$$

Cas 2 :

$$k_p = k(\alpha \cdot l_y) \frac{\sinh(\alpha \cdot l_y) - \alpha \cdot l_y - \left(\frac{1}{2} + \frac{r_c}{k \cdot l_y^2}\right) \alpha \cdot l_y [\cosh(\alpha \cdot l_y) - 1]}{2[\cosh(\alpha \cdot l_y) - 1] - \alpha \cdot l_y \sinh(\alpha \cdot l_y)}, \dots\dots\dots (33)$$

Où :

k_p = Courbure de la tige au niveau du tool-joint, rad/in.

k = La courbure du trou entre les deux tool-joints, rad/in.

l_y = Un demi de la distance entre les tool-joints ($l_y = 180$ in. Pour les tiges du 2^{ème} range et $l_y = 270$ in. Pour les tiges du 3^{ème} rang, in.

$$\alpha = \sqrt{\frac{F}{EI}} \dots\dots\dots(34)$$

F = Force de tension appliquée sur la tige, lbf

EI = Produit du module d'élasticité et le moment d'inertie.

L'Eq.32 est appliquée dans le cas où il n'y a pas de contact tige-paroi du trou entre les tool-joints, tandis que Eq.33 est utilisée si le contact existe.

Eq.32 est vraie dans le (cas 1) si la courbure du trou satisfait l'inégalité suivante :

$$k < \frac{\frac{r_c/l_y^2}{\frac{1}{2} \frac{\cosh(\alpha \cdot l_y) - 1}{\alpha \cdot l_y \sinh(\alpha \cdot l_y)}}}{\dots\dots\dots} \dots\dots\dots (35)$$

Où:

$$r_c = 0.5(D_{otj} - D_{op}) \dots\dots\dots(36)$$

D_{otj} et D_{op} sont respectivement l'OD du tool-joint et de la tige.

Si la courbure du trou est plus grande que le côté droit de l'inégalité (Eq.35), un contact tige-paroi se produit, et l'Eq. 34 doit être utilisée.

Si la tige est utilisée dans un milieu corrosif, ces valeurs calculées doivent être quelque peu réduites. Le choix du facteur de design doit être basé sur l'expérience de puits avec des conditions de forage similaires.

3.7 Flambage

Pour comprendre le phénomène de flambage on considère une tige verticale en acier d'une longueur L_t et d'une section de A . La limite inférieure repose sur une surface plate, et la limite supérieure est chargée par une charge axiale. La force axiale résulte en une contrainte axiale compressive égale à l'amplitude de la force devisée par la section de la tige. En augmentant graduellement la force axiale on peut observer qu'à une certaine force, la tige se flambe. Dans les conditions où il n'y a pas de moment de flexion et le poids de la tige est négligé, l'amplitude de la force critique qui cause le flambage de la tige peut être calculée à partir de la fameuse équation d'Euler :

$$F_{Cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_r^2} \dots\dots\dots (37)$$

Le premier mode de flambage d'une tige dans un puits est un mode dit sinusoïdal.

Il est obtenu dès lors que la compression atteint un premier effort critique. Lorsque l'effort axial croît et devient supérieur à un deuxième effort critique, on parle de flambage hélicoïdal de la tige. La tige s'est enroulée contre la paroi du puits formant ainsi une hélice.

Le flambage peut se manifester dans des parties isolées des tiges de forage. Comme il peut aussi affecter les opérations de forage.

3.7.1 Flambage dans les puits verticaux

3.7.1.1 L'équation de Lubinski

L'analyse théorique établie par Lubinski (1951; 1987) a révélé que pour les systèmes sans frottements (la force de frottement est négligée) la valeur critique du WOB qui cause le flambage du premier ordre est du second ordre peut être calculé par les relations suivantes :

$$W_{crI} = 1.94 w_{bp} m, \dots\dots\dots (38)$$

$$W_{crII} = 3.75 w_{bp} m, \dots\dots\dots (39)$$

Où :

W_{crI} = Est la valeur critique du WOB pour le flambage du premier ordre.

W_{crII} = La valeur critique du WOB pour le flambage du second ordre.

$$m = \sqrt[3]{\frac{EI}{w_{bp}}}, \text{ Scaling factor.}$$

EI = Bending stiffness des DC.

w_{bp} = Poids unitaire des DC dans la boue.

Le coefficient 1,94 dans Eq. (38) doit être remplacé par 1.08 pour les puits profonds.

3.7.2 Le flambage dans les puits inclinés

Si le trou est droit, mais non vertical, le poids critique sur l'outil qui produit le flambage peut être calculé comme suit :

$$W_{cr} = 2mw_{bp}\sqrt{\frac{2m \sin \varphi}{r_c}} \dots\dots\dots (40)$$

Eq.40 est basée sur une étude expérimentale faite par H.B. Woods de Hughes Tool Company. Toutefois, l'étude théorique de Dawson et Paisley (1983) d'une tige longue sans frottements a fournie l'équation suivante :

$$W_{cr} = 2mw_{bp}\sqrt{\frac{m \sin \varphi}{r_c}} \dots\dots\dots (41)$$

Avec l'augmentation de la force compressive au-dessus de la force de flambage latérale, la tige va éventuellement développer une forme d'hélice 3D.

3.8 Capacité de charge de la tige de forage (l'effort triaxial)

Le choix approprié des composants de la garniture est dicté par l'effet combiné des contraintes dues à la tension, au couple, flexion et pressions. Pour évaluer la capacité de charge de la tige de forage (par exemple, la charge de traction maximale admissible lors du couple, la flexion et la pression sont appliqués simultanément, ou le couple maximal admissible en traction et autres charges sont données), la théorie de l'énergie de distorsion maximale peut être utilisée. Selon cette théorie, le rendement « yielding » se produit lorsqu'une contrainte effective qui est fonction des contraintes axiale, tangentielle, radiale et de cisaillement, atteignent le yielding point. Dans le cas présent, la contrainte effective (équivalente) peut être calculée à partir de l'équation suivante:

$$2\sigma_{vm}^2 = (\sigma_z - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 + 6(\tau_t^2 + \tau_s^2 + \tau_r^2), \dots\dots\dots (42)$$

Où σ_z , σ_r , σ_t et τ sont les contraintes axiales, tangentielles, radiales et de cisaillement, respectivement.

Si une contrainte de flexion existe, elle doit être ajoutée à (ou soustraite de) la contrainte axiale.

$$\sigma_{vm} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_z - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 + 6(\tau_t^2 + \tau_s^2 + \tau_r^2)]^{1/2}, \dots (43)$$

Où τ_r est la contrainte de cisaillement radial, généralement nulle pour les tubes, τ_t (est la contrainte de cisaillement en torsion et τ_s est la contrainte de cisaillement transverse.

Si la valeur de σ_{vm} est inférieure à la limite d'élasticité, le design est théoriquement sûr. En remplaçant $\sigma_{vm} = \sigma_y$ (σ_y , = limite élastique), Eq. 43 peut être résolu pour n'importe quel composant de la contrainte si les composants restants sont donnés. De cette manière, plusieurs problèmes de terrain peuvent être résolus par l'application intelligente de l'équation.43. Par exemple, considérons une tige de forage de propriétés géométriques connues soumis à une contrainte axiale, une contrainte de flexion σ_a , une contrainte de torsion, τ , et pressions internes et externes. P_i et P_o , respectivement. En substituant à σ_t et σ_r Eqs. 41 et 42 (équations de Lamé) après certains réarrangements deviennent (Lubinski 1987) :

$$\sigma_{vm} = \left\{ \left[\left(\frac{r_i}{r} \right)^2 \frac{\sqrt{3}}{2} (P_i - P_o) f_{td} \right]^2 + \left(\sigma_a - \sigma_{an} \pm \sigma_b \frac{r}{r_o} \right)^2 + 6 \left(\frac{\tau r}{r_o} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}, \dots (44)$$

Où

$$f_{td} = \frac{1}{2} \frac{\left(\frac{D_{op}}{t} \right)^2}{\left(\frac{D_{op}}{t} \right) - 1}, \dots (45)$$

Où :

t = épaisseur de la paroi de la tige ($t = r - r$).

Dans les opérations régulières de forage rotatif, les pertes de charge dans l'espace annulaire du trou sont relativement faibles par rapport aux pertes dans d'autres parties du système en circulation et peut-il être ignoré dans de nombreux calculs pratiques liés à le design de garniture de forage.

Le signe (\pm) dans Eq. 44 explique le fait que la contrainte de flexion doit être ajoutée à la contrainte axiale moyenne d'un côté de la tige et soustrait de celui-ci de l'autre. On peut montrer que pour une flexion et une torsion nulles, la contrainte effective de Von-Mises, atteint son maximum à $r = r_i$ (c-à-d. à la limite intérieure de la tige). Si cependant, les contraintes de flexion et de cisaillement ne sont pas nulles, la contrainte effective de Von-Mises σ_{vm} atteint son maximum à $r_o \geq r \geq r_i$ (c-à-d. Entre les limites intérieure et extérieure de la tige).

3.9 Capacité de charge des tool-joints

Cependant, les formules entièrement testées pour prédire la capacité de charge des tool-joints n'existent pas. Les équations suivantes décrivent les principaux concepts impliqués dans la détermination de la capacité de charge d'un assemblage des tool-joints. Si ces équations sont utilisées pour les calculs de design réels, un SF approprié doit être utilisé.

Le couple de serrage produit une précharge axiale dans le pin & box, ainsi que des contraintes de torsion. Plus précisément, le couple de serrage induit un état de contrainte de traction dans le pin et une contrainte de compression dans le box.

3.9.1 L'augmentation de la contrainte axiale due au couple de serrage

L'augmentation moyenne de la contrainte axiale due au couple de serrage peut être calculée à partir de l'équation de Screw-Jack (Farr 1957):

$$T_m = \frac{\sigma_a A_t}{12} \left(\frac{p_t}{2\pi} + \frac{R_t \mu}{\cos \theta} + R_s \mu \right), \dots \dots \dots (46)$$

Où T_m = Couple de serrage, ft-lb.

σ_a = Contrainte axiale, psi (le Pin est en tension, la Box est en compression).

A_t = Section (pour un Pin à 3/4in de l'épaule, pour une Box à 3/8in de l'épaule), in².

P_t = Lead de filetage, in.

R_t = rayon moyen du filetage, in.

R_s = rayon moyen de l'épaule, in.

θ = la moitié de l'angle du filetage, degrés.

μ = coefficient de frottement (environ 0,06-0,08 en moyenne).

La quantité $\sigma_a A_t = W$ est appelée précharge causée par le couple.

T_m = La précharge induite par le couple de serrage diminue la capacité de charge de traction totale du pin.

Toutes les connexions doivent être correctement serrées afin que les épaulements ne se séparent jamais pendant les opérations de forage ou de la remontée. Eq. 46 représente également la valeur minimale du couple de serrage requis pour une charge axiale donnée si le produit $\sigma_a A_t$ est remplacé par W .

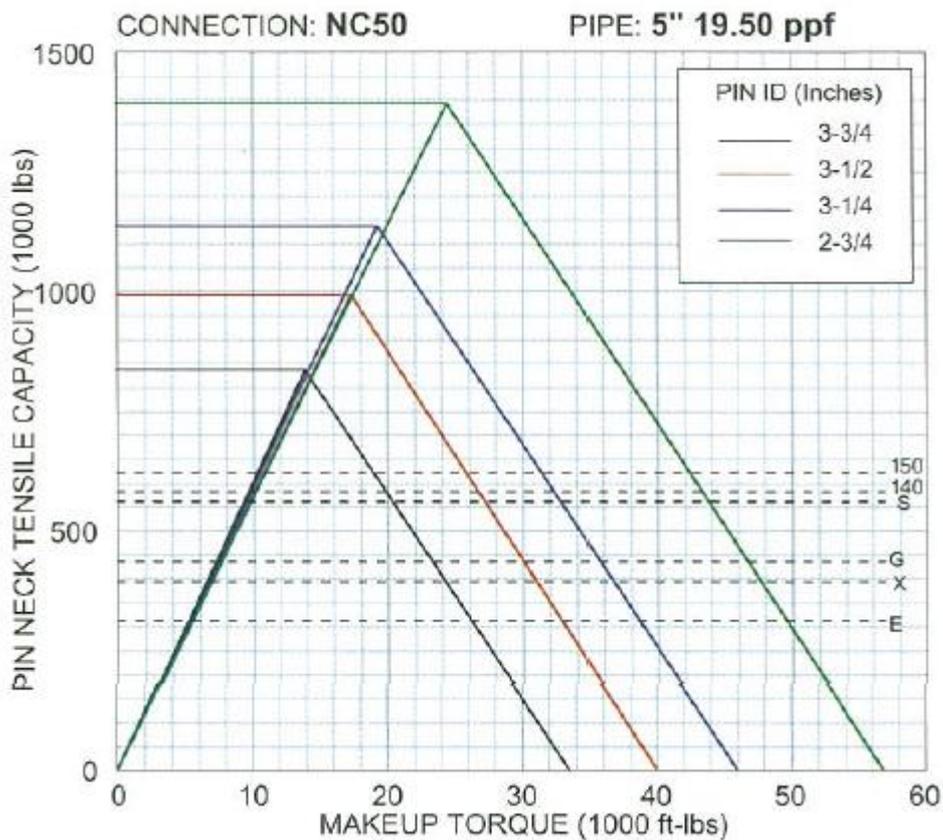


Figure.04 normal weight drill pipe tool joint combined loading curves (Standard DS-1 volume 2 Drill stem Design and operation page 117)

3.9.2 La capacité de charge axiale d'un tool joints

Lorsqu'un tool-joint est serré avec le couple T_m , est soumise à une traction axiale, sa capacité de charge axiale est déterminée par la résistance à la traction du Pin. Ignorant la charge latérale sur le Pin créée par les forces axiales

$$Q = S_y A_p - W_{pr} \dots \dots \dots (47)$$

Où

Q = a résistance à la rupture du joint (capacité de charge axiale du joint de l'outil), lbf.

W = préchargement créé par le couple de serrage, lbf.

S = limite d'élasticité minimale du matériau de la goupille, psi.

A = la section transversale des Pin.

3.10 La fatigue

Les dommages de fatigue menant à une défaillance de fatigue sont dus au fait que les composants affectés subissent des stress cycliques au fil du temps. Les cycles de contraintes se produisent principalement pendant le forage rotatif, ils sont provoqués par la rotation de la garniture alors que ses parties sont incurvées axialement. Lorsque la garniture tourne, ces parties subissent un cycle de contrainte par tour. L'amplitude de ces contraintes C est directement proportionnelle au degré de courbure de la composante affectée. La courbure axiale des composants d'une garniture résulte le plus souvent l'une des trois circonstances suivantes :

1. Courbures des trous : des parties de la garniture deviennent incurvées lorsqu'elles sont forcées à travers des sections de trou incurvé. La mauvaise localisation et la sévérité de la courbure des trous auront un impact important sur la rapidité avec laquelle les dommages de fatigue résultants s'accumulent.
2. Flambage : appliquer plus de poids sur l'outil que la garniture peut supporter et rester stable provoquera le flambage de certaines parties de la garniture. Le flambage se produit souvent au bas de la garniture, mais peut se produire à d'autres endroits dans certaines circonstances.
3. Vibrations : les vibrations peuvent causer des dommages de fatigue en induisant des déplacements répétés et des cycles de contraintes associées dans les composants affectés. La fatigue induite par les vibrations est plus courante près du trépan.

3.11 La limite d'endurance (Endurance limite)

La contrainte maximale de flexion inverse qui ne causera pas de défaillance par fatigue est appelée limite d'endurance. La limite d'endurance dépend d'un certain nombre de facteurs, le plus important étant la contrainte de traction moyenne et l'environnement de travail des tiges. On sait que plus la contrainte de traction moyenne n'est élevée, plus

l'endurance limite n'est faible. Le concept de limite d'endurance s'applique aux environnements non corrosifs. Dans un fluide de forage corrosif (H₂S, CO₂, etc.), la garniture échouera toujours après un certain nombre d'inversions de contraintes (rotations), même si la contrainte de flexion est faible (inférieur à la limite d'endurance).

Tube	La limite d'endurance (KPSI)
Drill pipe	25-35
HWDP	18-25
DC	12-15
CSG	5-20

Tab.14: la limite d'endurance.
(Landmark soft were)

3.12 Bending strength ratio

La résistance à la flexion ne s'applique qu'à la connexion sur les masses tiges et aux composants de rigidité corporelle similaire, tels que les moteurs ou les stabilisateurs. La contrainte ne s'applique pas aux tiges de forage lourdes (à l'exception de cas ou HWDP couplée à une masse tiges par l'intermédiaire d'une réduction). La contrainte de BSR ne s'applique pas aux tiges de forage de poids normal ou à paroi épaisse. Sur une connexion, le BSR correspond au rapport du module de section du Box divisé par le module de section Pin. Comme indiqué dans l'équation 48. Les valeurs du BSR pour la plupart des connexions sont déjà calculées et répertoriées dans le tableau(16). L'objectif de design traditionnel du BSR est de 2,5, les plages de BSR acceptables s'étant récemment centrées sur ce point. Cependant, les gammes de BSR sont seulement des directives approximatives établies par l'expérience.

En théorie, des BSR élevés devraient provoquer une défaillance accélérée dans le Pin et des BSR faibles provoquer des défaillances accélérées du Box. Un BSR équilibré doit fournir une durée de vie maximale des connexions, ce qui rend la probabilité de défaillance du Pin ou de Box à peu près égale. Cependant, l'expérience sur le terrain montre que les DC de diamètre extérieur plus grands (8 pouces et plus) souffrent principalement de fissures dues à la fatigue du Box, même lorsqu'ils fonctionnent à BSR "idéal" de 2,5. Cela indique que des BSR plus grands sont plus appropriés pour les grands diamètres. D'autre part, les DC de 4" 3/4 pouces avec des RSB aussi bas que 1.8 sont largement utilisés mais rencontrent rarement des fissures dues à la fatigue de Box.

$$BSR = \frac{Z_B}{Z_p} \dots \dots \dots (48)$$

Où:

Z_B = Section Modulus of Box (in³).

Z_p = Section modulus of Pin (in³).

Tab.15 : Contraintes et facteurs de design pour les groupes DS 1.
(Standard DS-1 volume 2 Drill stem Design and operation page 07)

Drill Collar OD	Traditional BSR Range	Recommended BSR Range
< 6 inches	2.25-2.75	1.8-2.5
6 - 7 7/8 inches	2.25-2.75	2.25-2.75
≥ 8 inches	2.25-2.75	2.5-3.2

Tab.16: Bending strength ratio for drill collar connections.
(Standard DS-1 volume 2 Drill stem Design and operation page 269)

6-5/8 REG

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
ID (in)	7-1/8	7-1/4	7-3/8	7-1/2	7-5/8	7-3/4	7-7/8	8	8-1/8	8-1/4	8-3/8	8-1/2	8-5/8
2-1/2	1.56	1.69	1.82	1.96	2.10	2.24	2.39	2.54	2.69	2.85	3.02	3.19	3.36
2-13/16	1.61	1.74	1.87	2.01	2.15	2.30	2.45	2.60	2.76	2.93	3.10	3.27	3.45
3	1.64	1.77	1.91	2.05	2.20	2.35	2.50	2.66	2.82	2.99	3.16	3.34	3.52
3-1/4	1.70	1.84	1.98	2.12	2.28	2.43	2.59	2.75	2.92	3.10	3.27	3.46	3.64
3-1/2	1.78	1.92	2.07	2.23	2.38	2.55	2.71	2.88	3.06	3.24	3.43	3.62	3.82

7-5/8 REG

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
ID (in)	8-3/8	8-1/2	8-5/8	8-3/4	8-7/8	9	9-1/8	9-1/4	9-3/8	9-1/2	9-5/8	9-3/4	9-7/8	10
2-1/2	1.70	1.80	1.91	2.02	2.13	2.25	2.37	2.49	2.62	2.75	2.88	3.01	3.15	3.30
2-13/16	1.72	1.83	1.93	2.05	2.16	2.28	2.40	2.53	2.65	2.78	2.92	3.06	3.20	3.34
3	1.74	1.84	1.96	2.07	2.19	2.31	2.43	2.55	2.68	2.81	2.95	3.09	3.23	3.38
3-1/4	1.77	1.88	1.99	2.11	2.23	2.35	2.47	2.60	2.73	2.87	3.00	3.14	3.29	3.44
3-1/2	1.81	1.92	2.04	2.16	2.28	2.40	2.53	2.66	2.79	2.93	3.07	3.22	3.36	3.52
3-3/4	1.86	1.98	2.10	2.22	2.34	2.47	2.60	2.74	2.88	3.02	3.16	3.31	3.46	3.62

3.13 La rigidity (maximum stiffness ratio (SR))

La contrainte de **SR** maximale s'applique aux changements de section dans l'assemblage de fond de trou et au passage de BHA à une tige de forage. Cela ne s'applique pas aux changements entre les sections des tiges de forage. SR est le rapport du module de section de la section la plus rigide divisé par le module de section de la section la plus souple. Le module de section peut être calculé à l'aide de l'équation 49, mais des valeurs ont déjà été définies dans le tableau 17 pour les composants les plus courants.

Lower DC (in)	Upper DC	R
11 × 3	9 1/2 × 3	1.6
	8 1/2 × 2 13/16	2.2
	7 1/4 × 2 13/16	3.5
	6 1/2 × 2 13/16	5.0
9 1/2 × 3	8 1/2 × 2 13/16	1.4
	7 1/4 × 2 13/16	2.3
	6 1/2 × 2 13/16	3.2
8 1/4 × 2 13/16	7 1/4 × 2 13/16	1.5
	6 1/2 × 2 13/16	2.1
	HW 5 × 3	5.1
8 × 2 13/16	7 1/4 × 2 13/16	1.4
	6 1/2 × 2 13/16	1.9
	HW 5 × 3	4.6
7 1/4 × 2 13/16	6 1/2 × 2 13/16	1.4
	HW 5 × 3	3.4
6 1/2 × 2 13/16	HW 5 × 3	2.4
	DPS × 4.276	4.6
HW 5 × 3	DPS × 4.276	1.9
4 3/4 × 2 1/4	3 1/2 × 2.764	3.9

Tab.17: drill collar assembly rigidity.
(Formulaire du foreur, Edition technip, Paris, 1989 page B36)

$$SR = \frac{E_1 \times \text{lower DC modulus}}{E_2 \times \text{upper DC modulus}} \dots\dots\dots (49)$$

Où:

SR = Stiffness ratio.

E = module de Young du matériel.

3.14 Slip Crushing

La méthode la plus courante de support de tiges de forage dans la table rotative est le mécanisme à glissement Schématisé à la Fig. 05a. Une fois la tige de forage suspendu aux cale, le cône de la cale produire une force transversale (perpendiculaire à l'axe de la garniture) transmise aux tiges. Il est de critique que la tige soit saisie de manière à ne causer aucun dommage permanent à la suite de cette force transversale. La répartition de la charge transversale est illustrée à la figure. 05b. On peut voir que la charge axiale est plus grande au bas de la cale. La charge transversale diminue jusqu'à zéro en bas et en haut de la cale. La valeur maximale de la charge transversale se situe vers le milieu de la cale. La section critique de la cale c'est la Section B, où les charges combinées (axiales et transversales) peuvent causer des dommages permanents aux tiges.

Théoriquement, la charge axiale statique maximale admissible (qui peut être pris en charge dans les glissières peut être calculée en utilisant l'équation suivante :

$$F_{slip} = F_{ti} \left[\frac{2}{1 + \left(1 + \frac{2r_o^2 K_s A_{dp}}{(r_o^2 - r_i^2) A_c} \right)^2 + \left(\frac{2r_o^2 K_s A_{dp}}{(r_o^2 - r_i^2) A_c} \right)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \dots \dots \dots (50)$$

Où :

F_{ti} = Capacité de charge de traction de la tige de forage, lbf.

A_c = Zone de contact entre la cale et la tige ($A_c = 2\pi r_o L$), in.

A = Section transversale de la tige de forage.

r_o = Rayon Extérieur de la tige, in.

r_i = Rayon intérieur de la tige in.

L = Longueur de la cale (12 ou 16 in).

K = Facteur de charge latérale des glissades:

$$K_s = \frac{1 - \mu \tan \Psi}{\mu + \tan \Psi}, \dots \dots \dots (51)$$

Où:

μ = Le coefficient de frottement entre les feuillets et les coussinets

Ψ = Le cône de la cale en degrés.

Si la charge réelle sur la garniture est inférieure à celle calculée à partir de l'équation. 46, la tige ne doit pas être endommagée dans la zone de glissement à moins que la cale lui-même soit mal supporté dans les forures. Pour des calculs d'ingénierie pratiques, un SF approprié doit-il être utilisé.

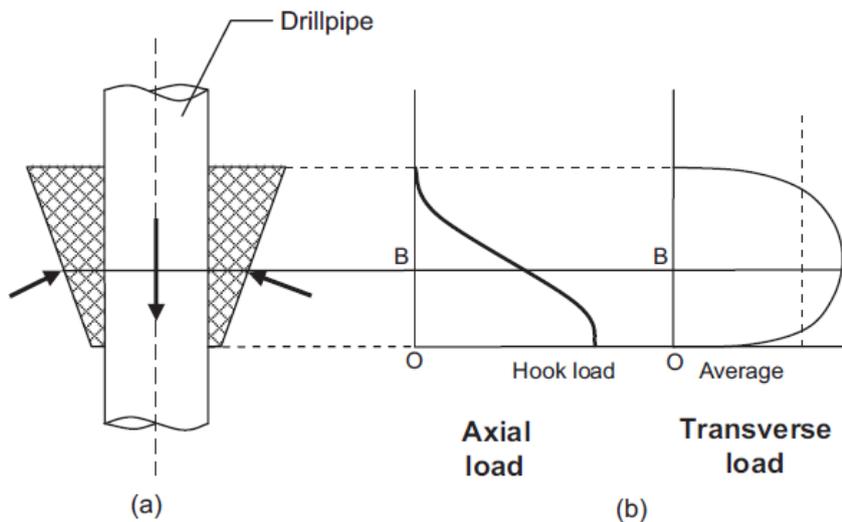


Fig.05: Forces in the slip mechanism.
(FUNDAMENTALS OF DRILLING ENGINEERING page 614)

3.15 Torque & drag

3.15.1 Side Force

On définit la composante axiale de la force résultante R au niveau du trépan en tant que WOB et on la note par W , et la composante latérale en tant que Side force. En l'absence du WOB, la seule force qui agit sur le trépan est la Side force, qui est créée par le poids de la garniture entre l'outil et le point de tangence.

3.15.1.1 Side force pour une garniture non flambée

Dans le modèle de soft string, la force latérale ou la force normale est calculée en utilisant l'équation suivante pour une garniture non flambée :

$$Fs = \sqrt{(F_e \Delta\phi \sin(\alpha_{avg}))^2 + (F_e \Delta\alpha + W_b \sin(\alpha_{avg}))^2} \dots\dots\dots (52)$$

Avec:

$$W_b = w_b S_l$$

Où :

F_e = La force axiale au bas de la section, qui est calculé en utilisant la méthode de flottabilité.

W_b = Poids de la section dans la boue.

S_l = La longueur de la section.

w_b = Poids dans la boue par unité de longueur de la section.

$\Delta\phi$ = Le changement d'azimut sur la longueur de la section.

α_{avg} = L'inclinaison moyenne sur la section.

$\Delta\alpha$ = Le changement d'inclinaison sur la longueur de la section.

Le signe devant le terme W_b indique si l'angle de puits de forage est en construction ou en baisse.

3.15.1.2 Side force pour une garniture flambée

Si le WOB est inférieur à celui calculé à partir de l'équation (38), les masses tiges restent droites et la force latérale = 0.

Une fois que les masses tiges ont flambé, la garniture n'est plus verticale à son extrémité inférieure et l'outil commence à percer un trou incliné. La direction (inclinaison) de la force au trépan et l'angle d'inclinaison sont donnés par (Lubinski 1951.1987) :

$$\Phi = n \cdot \frac{r_c}{m} \dots\dots\dots (53)$$

$$\beta = \lambda \frac{r_c}{m} \dots\dots\dots (54)$$

Où :

Φ = Inclinaison de la force résultante du trépan (notez également que $(\Phi = \tan^{-1} \frac{H}{W})$).

β = Angle d'inclinaison (radian).

T = Jeu radial (rayon apparent du trou).

$$r_c = 0.5 \times (D_b - OD_{dc}) \dots \dots \dots (55)$$

n, λ = Coefficients dépendants de la distance sans dimension $x_2 = \frac{x_2}{m}$ entre le trépan et le point neutre comme indiqué sur la Fig.06.

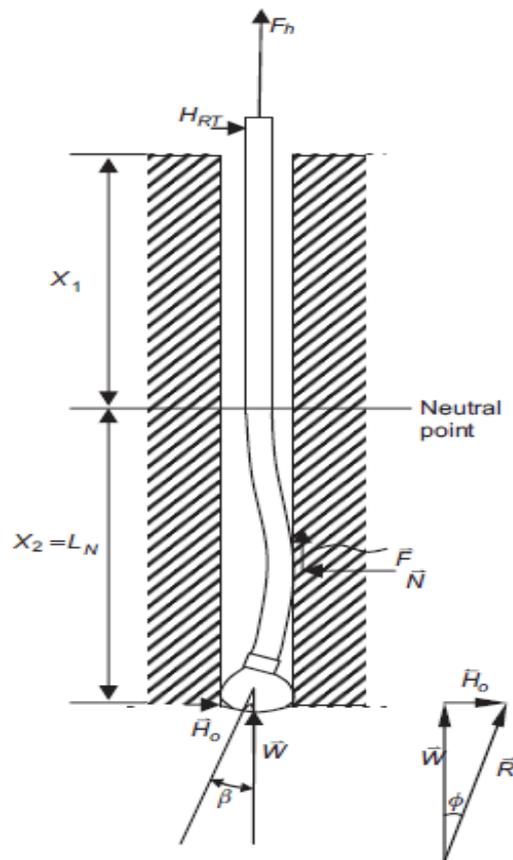


Fig.06: Buckling of collars in a vertical hole [after Lubinski (1987)].
(FUNDAMENTALS OF DRILLING ENGINEERING page 589)

En supposant que les capacités de coupe frontale et latérale du trépan sont identiques et que la formation en cours de forage est isotropique, la direction de déplacement du trépan instantanée attendue est la même que la direction de la force résultante sur le trépan. Si, toutefois, la capacité de coupe latérale du trépan est supposée négligeable, le trépan va pénétrer dans la formation dans la direction dans laquelle il est indiqué. En d'autres termes, l'angle de trou instantané sera égal à l'angle d'inclinaison.

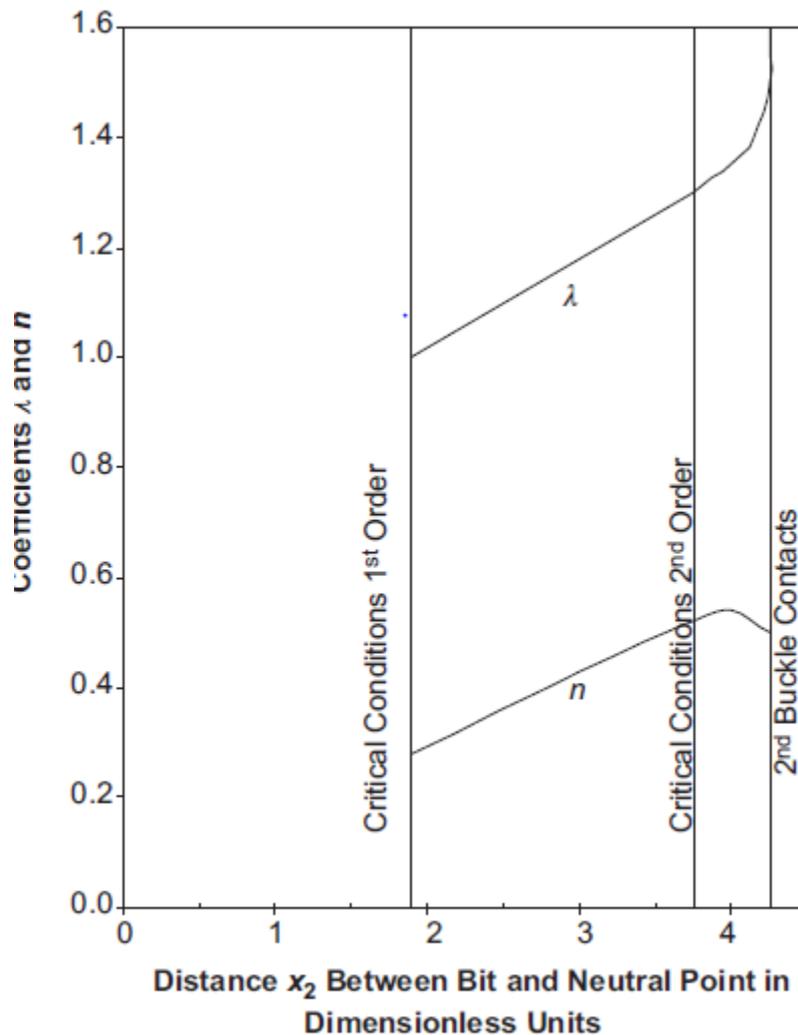


Fig.07: Coefficients λ and n as functions of dimensionless distance from the drill bit to the neutral point, x_2 [after Lubinski (1987)].
(FUNDAMENTALS OF DRILLING ENGINEERING page 591)

En général, le sens de pénétration du trépan ne sera ni celui de l'angle d'inclinaison ni celui de la force résultante car la forabilité de la formation (résistance de la formation au forage) est différente dans les différentes directions. L'amplitude de la force exercée par les masses tiges flambées sur la paroi du trou est donnée par :

$$N = f w_{bp} r_c \dots\dots\dots (56)$$

Où f est un coefficient dépendant de la distance entre le trépan et le point neutre, exprimé en unités adimensionnelles.

$$x_2 = \frac{L_N}{m} \dots\dots\dots (57)$$

$L_N = X_2$ = distance entre le trépan et le point neutre, ft ;

$$L_N = \frac{(W - F)}{wbp} \dots\dots\dots (58)$$

$$F = \mu N \dots\dots\dots (59)$$

F : force de frottement, lbf

μ = coefficient de frottement ente les masses tiges et la formation au point de contact.

L'analyse de l'Eq 56 et 58 indique que si le coefficient de frottement μ et connu ou bien peut être estimé, la force N peut être calculée itérativement. Si la garniture est en rotation, la force de frottement est absorbée par le couple de rotation, et le frottement axial peut être négligé dans l'Eq 58.

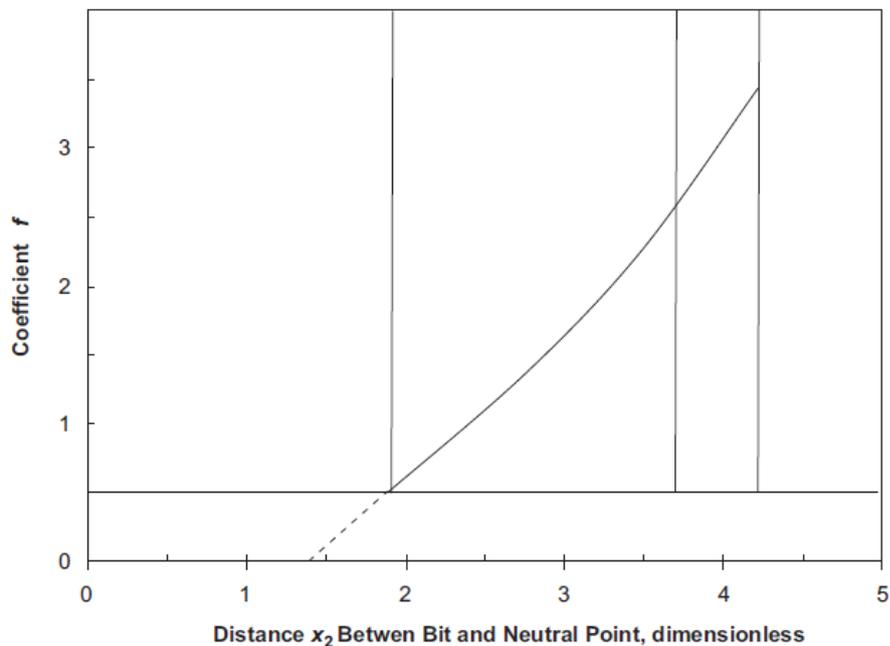


Fig.08: Coefficient f for the force that collars exert on the borehole wall upon buckling [after Lubinski (1987)].
(FUNDAMENTALS OF DRILLING ENGINEERING page 592)

3.15.2 Torque forces

Si le puits dévie de la verticale, la garniture sera en contact partiel avec la paroi du puits.

Le couple (moment) requis pour faire tourner la garniture de forage est constitué de trois composants principaux: le couple requis pour la rotation de l'outils, couple pour la rotation de garniture de forage afin de surmonter la traînée (drag) visqueuse due au fluide de forage, et couple en raison des forces de contact entre la garniture et le puits. Cela peut être exprimé comme :

$$M_t = M_{db} + M_{vd} + M_{cd}, \dots \dots \dots (60)$$

Où :

M_{db} = Torque requis pour faire tourner l'outil.

M_{vd} = Torque requis pour surmonter la trainée visqueuse.

M_{cd} = Torque requis pour surmonter la trainée résultante des forces de contact.

Dans un trou vertical de bonne qualité, le couple total est contrôlé par les deux premiers composants de l'équation. 56. En forages directionnels et particulièrement dans les puits horizontaux, le troisième composant est dominant et présente un grand intérêt pour les concepteurs

Le couple (torque) est donné par :

$$T_r = \mu \times r \times F_s, \dots \dots \dots (61)$$

Dans le cas de la remontée avec rotation le torque est donné par :

$$T_r = \mu \times F_s \times r \times \frac{|\omega|}{|V_{rs}|}, \dots \dots \dots (62)$$

Avec:

$$|V_{rs}| = \sqrt{(V_{ts}^2 + \omega^2)}, \dots \dots \dots (63)$$

$$|\omega| = r \times \pi \times \frac{RPM}{30}, \dots \dots \dots (64)$$

V_{rs} = La vitesse résultante.

V_{ts} = La vitesse de remontée.

$|\omega|$ = La vitesse angulaire.

F_s = Force latérale ou normale (side force).

μ = Le coefficient de frottement.

r = Le rayon du composant.

3.15.3 Drag forces

Des forces de traînée (drag) se développeront en raison du frottement entre les surfaces en contact. Parce que les forces de traînée toujours s'opposent au sens du mouvement, la charge au crochet est maximale lors des opérations de la remontée (TOH). La différence des charges de crochet pendant les manœuvres sont un très bon indicateur de la magnitude des forces de friction du fond du trou. Dans un puits de forage vertical de bonne qualité, la différence de charge du crochet lors de la descente et de la remontée devrait être petite.

La force de traînée (drag) est donnée comme suit:

$$F_d = \mu \times F_s \times \frac{|V_{ts}|}{|V_{rs}|} \dots\dots\dots(65)$$

Avec:

$$|V_{rs}| = \sqrt{(V_{ts}^2 + \omega^2)} \dots\dots\dots(66)$$

$$|\omega| = r \times \Pi \times \frac{RPM}{30} \dots\dots\dots(67)$$

V_{rs} = La vitesse résultante.

V_{ts} = La vitesse de remontée.

$|\omega|$ = La vitesse angulaire.

F_s = Force latérale ou normale (side force).

μ = Le coefficient de frottement.

r = Le rayon du composant.

3.16 Estimation de la puissance nécessaire pour tourner un tricône

La puissance nécessaire pour faire tourner un « rotary roller rock bit » dans un trou vertical peut être estimé à partir de l'équation. 68:

$$HP_b = C_f(w)^{1.5} D_b^{2.5} RPM \dots\dots\dots (68)$$

Où :

C_f = Un facteur empirique allant de $(4).10^{-6}$ pour les formations très dures à environ $(14).10^{-5}$ pour formations très tendres.

D = Diamètre du trépan in.

W=WOB: 10^3 lbf.

Pour des applications de design pratiques, le coefficient C_f doit être obtenu à partir de puits forés dans des conditions de forage similaires.

3.17 Les vibrations de la garniture

La garniture peut vibrer en trois modes différents:

1. **Vibration axiale (longitudinale)** : vibration le long de l'axe de la garniture.
2. **Vibration de torsion** : vibration causant torsion et couple.
3. **Vibration transversal (latéral)** : vibration d'une côté à l'autre.

Les vibrations axiales peuvent être reconnues par la vibration du top drive (ou Kelly). Les vibrations de torsion ne sont pas visibles car la table de rotation contrôle le mouvement de la garniture de forage à la surface. Le mouvement transversal à nouveau ne peut pas être vu à la surface.

La vibration de la garniture se produit lorsque la fréquence de la force appliquée est égale à la fréquence de vibration naturelle de la garniture. La Rotation de la garniture à sa fréquence de résonance naturelle entraîne une usure excessive et rapide de la colonne de forage et peut entraîner une défaillance par fatigue.

Tab.18: Observations, actions correctives et contre-mesures pour les vibrations latérales.

Observation	Environnement typique	Action Corrective à court terme	Contre-mesure à long terme
Choques latéraux / BHA en tourbillon			
<ul style="list-style-type: none"> - Wash out et twist-off fréquents. - Plusieurs fissures lors de l'inspection. - Une faible vitesse d'avancement. - Un Torque élevé/Augmentation soudaine du torque 	<ul style="list-style-type: none"> - Formation dure - BHA instable - Puits vertical - Trou surdimensionné 	<p>Etape 1 :</p> <p>Rester poser sur le fond</p> <p>Diminuer la vitesse de rotation</p> <p>Etape 2 :</p> <p>Si pas d'effet, alors on dégage le fond et on redémarre avec un RPM inférieur.</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Optimiser la BHA avec l'analyse des vitesses critiques. - Utiliser un moteur de fond. - Utiliser un outil stabilisé.

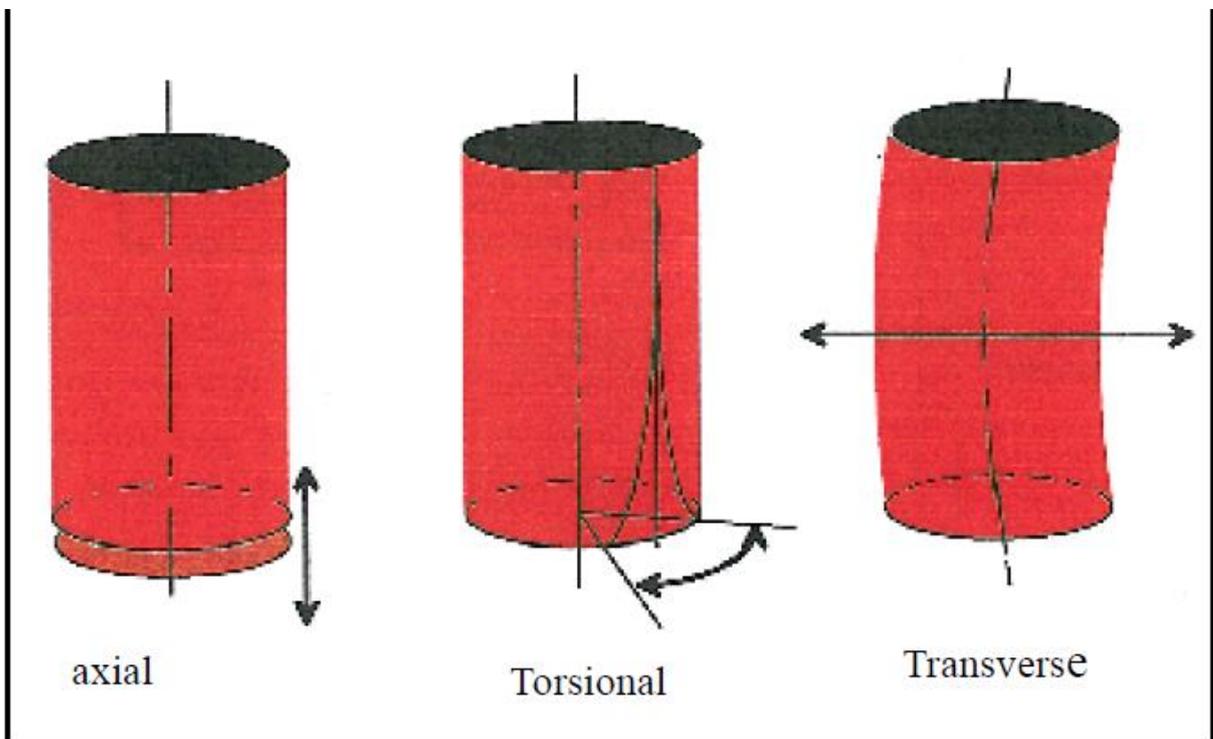


Figure.9 type of vibration
(Well Engineering & Constructions - H. RABIA page. 434)

Chapitre 4

Le design de la garniture de forage

4.1 Introduction

Le terme design, est un verbe qui a le sens de configurer une garniture de forage en utilisant les composants disponibles sur chantier.

Le design de la garniture de forage se devise en deux parties essentielles :

-le design de la BHA (fatigue failure design).

-le design des tiges (over load design).

4.2 Types des BHA

Tous les BHA sont classés en deux types:

4.2.1 BHA conventionnel à angle faible (Low angle)

Un BHA conventionnel est un type qui contient suffisamment des masses tiges et de composants comme (HWDP) pour appliquer tout le poids requis au trépan, plus l'excès requis du facteur de résistance (DF) Un BHA conventionnel empêche le flambage du jar et des tiges de forage en les maintenant dans un état de tension mécanique constant.

4.2.2 High angle BHA (à angle grand)

Un BHA à grand angle est un dont les masses tiges et HWDP ont été retirés en grande partie de leur partie supérieure. Des tiges à poids normal ou à paroi épaisse sont utilisées en compression mécanique afin de fournir la partie de poids sur le trépan, pour éviter le flambage dans les NWDP en limitant la compression mécanique dans les tiges à une charge supérieure à sa charge de flambage réelle.

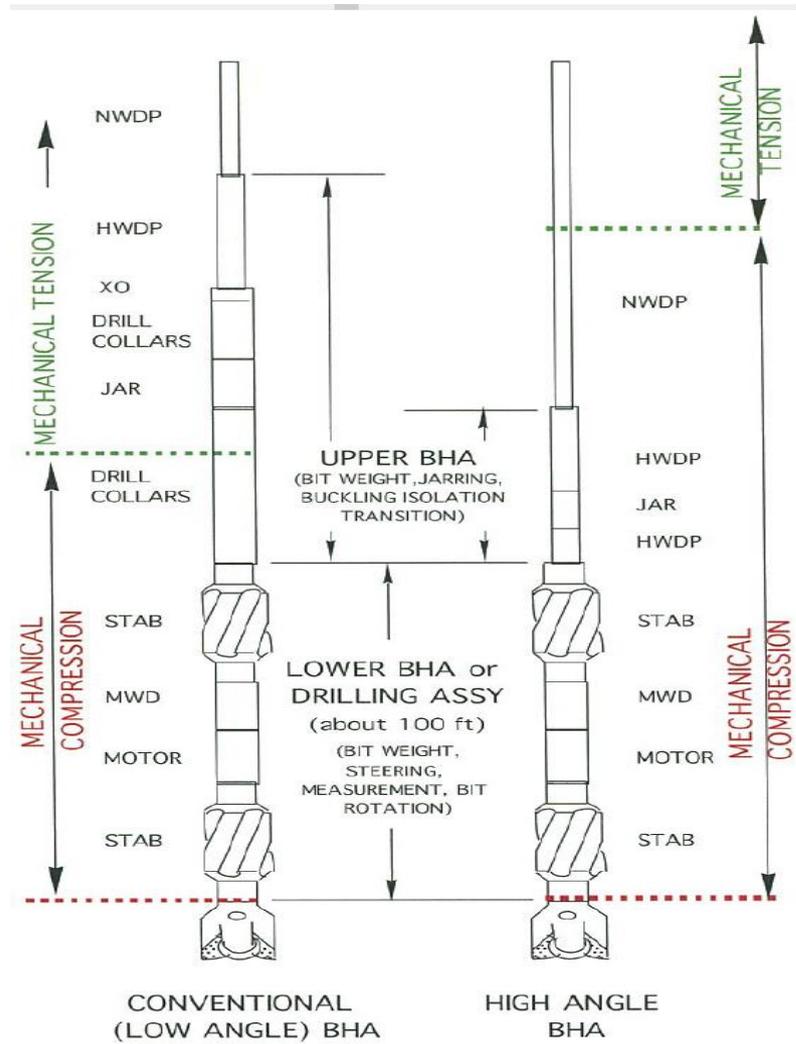


Fig.10: two example BHA's.
(Standard DS-1 volume 2 Drill stem Design and operation page 148)

4.3 Design de BHA

4.3.1 Choix de type de BHA

Il est recommandé de commencer à forer un trou vertical avec un BHA conventionnel (à angle faible). Si le plan de puits demande l'inclinaison du trou de construction, à quel moment faut-il passer d'un BHA conventionnel à un BHA à angle élevé?

En général, un BHA conventionnel (à angle faible) sera préférable pour des inclinaisons de trou inférieures à 30 degrés, tandis qu'un BHA à angle élevé servira généralement mieux au-dessus de 70 degrés environ. Aucune règle générale n'est applicable aux inclinaisons comprises entre 30 et 70 degrés. Aux inclinaisons intermédiaires.

4.3.1.1 Les facteurs de choix de type de BHA

- **Hydraulique**

En raison des diamètres internes, les composants de BHA provoquent une perte de pression de circulation élevée par rapport aux tiges de forage du même diamètre extérieur. Ainsi, le passage à une configuration de BHA à angle élevé élimine des longueurs de section longues et restrictives.

Pour une perte de pression interne donnée, un BHA à angle élevé peut permettre des vitesses de pompe nettement plus élevées, tout en améliorant l'efficacité du forage et du nettoyage de puits.

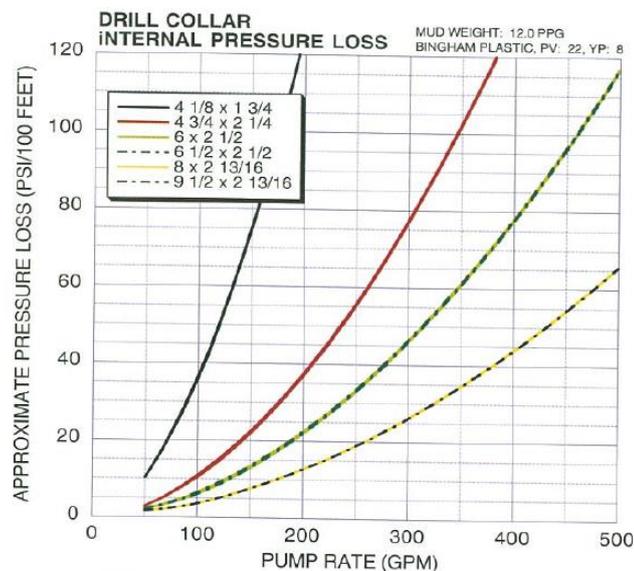


Figure. 11 approximate pressure losses in drill collars (Standard DS-1 volume 2 Drill stem Design and operation page 148)

▪ Traînée de trou (Hole drag)

À mesure que l'angle de trou augmente, un poids plus petit du poids total de BHA est disponible pour le poids du trépan et une plus grande portion repose contre le côté de la traînée de trou croissante. Au fur et à mesure que l'inclinaison augmente. La longueur de BHA doit augmenter pour un poids donné.

▪ L'augmentation de l'angle du trou (Increasing Hole angle)

L'augmentation de l'angle du trou augmente la capacité d'un composant à supporter la compression mécanique sans flambage. Vous pouvez donc utiliser le jar et les tiges pour appliquer un poids minimal et restez stable. Cela vous permet d'éliminer des DC et HWDP. Vous devez uniquement vous assurer que la quantité de compression mécanique dans le jar et les tiges de forage ne dépasse pas les charges de compression critiques.

4.3.2 Configuration inférieur (lower BHA)

Le BHA design commence par la configuration inférieur ou de l'ensemble de forage. La configuration de l'assemblage de forage sera normalement recommandée par les entrepreneurs en services de direction et MWD. Cependant, une fois la configuration de l'assemblage rigoureuse établie, le mandataire doit examiner les aspects structurels des outils sélectionnés et apporter les modifications nécessaires pour répondre aux contraintes définies ou pour améliorer la résistance à la fatigue de l'assemblage en cours.

Le design d'une BHA pour un puits vertical est passe par les étapes suivantes :

4.3.2.1 Choix du diamètre des masses tiges

De nombreux facteurs affectent le choix des masses tiges et de leur longueur. Les facteurs les plus importants sont:

- Le diamètre de l'outil.
- Le diamètre de casing qui devrait être descendus dans le trou.
- Le dip-Angle de formation et hétérogénéité.
- Le Programme hydraulique (I.E., Type de la boue de forage, Propriétés, débit et diamètre des duses).
- Le poids appliqué sur l'outil.
- La possibilité des opérations d'instrumentation (fishing, surforage).

Pour les BHA lisses la formule de choix de diamètre des masses tiges suivants est utilisée pour prévenir le changement brutal dans l'angle de déviation du puits :

$$D_{odc} = 2 \times D_{occ} - D_b \dots \dots \dots (69)$$

D_{odc} = Diamètre extérieure des masses tiges.

D_{occ} = Diamètre du manchon.

D_b = Diamètre de trépan.

4.3.2.2 Choix de la longueur des masses tiges

La longueur requise des masses tiges dépend principalement du WOB désiré, du poids unitaire des masses tiges et de la densité de fluide de forage. En supposant que les masses tiges seront utilisées pour créer un poids sur l'outil, la longueur requise est donnée par la formule :

$$L_{dc} = \frac{(DF)W}{wdc kb \cos(\phi)} \dots \dots \dots (70)$$

4.3.3 Configuration supérieur (type à faible angle)

Maintenant que vous avez sélectionné le type BHA, il reste à configurer la BHA supérieur. Si le type sélectionné était à angle faible, trois configurations à angle faible différentes (appelées «A» à «C»).) Sont couverts dans cette norme. Ils sont illustrés à la Fig.12

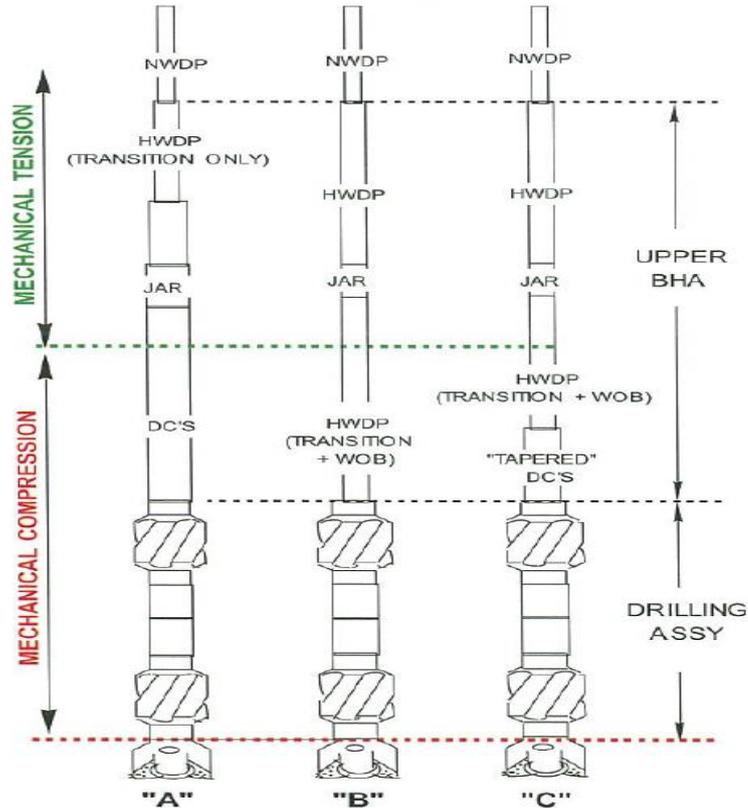


Fig.12: BHA conventionnel.
(Standard DS-1 volume 2 Drill stem Design and operation page 153)

4.3.3.1 Configuration "A"

La configuration "A" utilise des masses tiges et des composants similaires pour appliquer tout le poids de trépan requis. Les tiges de forage à poids lourd sont utilisées uniquement pour la transition. Au cours des dernières années, l'industrie s'est éloignée de la configuration "A" pour adopter la configuration "B". Si vous préférez la configuration "A", la longueur minimale de la section des masses tiges de forage est calculée à l'aide de l'équation .71

$$L_{HWDP} = \left[\left[\frac{WOB \cdot DF_{BHA}}{K_B \cos \theta} \right] - (L_{DA} W_{DA}) \right] \times \frac{1}{W_{DC}} \dots\dots\dots(71)$$

DF_{BHA} = Facteur Design pour le poids en excès de BHA

K_B = De flottabilité

L_{DC} = Longueur minimale de la section DC sous le jar (ft)

L_{DA} = Longueur de l'ensemble de forage (ft)

WOB = Poids maximum requis sur le trépan (lb)

W_{DC} = Poids en air des masses tiges de forage (lb / ft)

W_{DA} = Poids en air de l'ensemble de forage (lb / ft)

θ = Inclinaison maximale à BHA (degrés)

4.3.3.2 Configuration «B» et «C»

Les configurations «B» et «C» appliquent un poids de trépan avec les masses tiges de forage et HWDP, mais la configuration «C» utilise plus d'une taille de masses tiges de forage. La configuration "B" permet de manipuler la BHA plus facilement et plus rapidement au sol, réduit la tendance au coincement différentielle et peut réduire le risque de défaillance de la connexion BHA. Par conséquent, pour les systèmes BHA conventionnels, la configuration "B" est préférable. La contrainte de design pour l'indice de stabilité: la longueur minimale de HWDP au-dessous de jar qui fournira le poids de trépan souhaité (tout en maintenant le jar en tension mécanique) est calculé à l'aide de la formule. 72

$$L_{HWDP} = \left[\frac{WOB \cdot DF_{BHA}}{K_B \cos \theta} - [(L_{DA} W_{DA}) + (L_{DC} \cdot W_{DC})] \right] \frac{1}{W_{HWDP}} \dots\dots\dots(72)$$

4.3.4 Configuration supérieur (type à grand angle)

L'objectif habituel lors du passage à un BHA à forte angle est d'alléger au maximum l'assemblage tout en préservant le flambage en mode rotatif du jar et des tiges de forage. La quantité totale de HWDP requise dans la BHA supérieure en dessous de jar pour y parvenir est déterminée par la formule 68.

$$L_{HWDP} = \frac{[(WOB \cdot DF_{BHA}) - (F_C + (L_{DA} \cdot W_{DA} \cdot K_B \cdot \cos \theta))]}{W_{HWDP} \cdot K_B \cdot \cos \theta} \dots\dots\dots(73)$$

Remarque :

Si le résultat de la formule. 68 est négatif, les tiges de poids normal ne flamberont pas au poids de trépan indiqué, même si aucun HWDP n'est utilisé. En d'autres termes, l'outil de forage n'a besoin d'aucun poids de la part supérieure. Dans ce cas, il ne faudrait que le tube de transition entre le drilling assembly et le jar.

4.3.5 Longueur de la section de transition

La longueur minimale de la section de transition du HWDP est d'une longueur. Si les vibrations sont une source d'inquiétude basée sur les données MWD ou la défaillance d'une connexion dans la section plus souple près d'une transition, des sections de transition plus longues peuvent réduire le risque de défaillance par fatigue. Il n'y a pas de longueur maximale. L'utilisation des DC pour la transition n'est pas recommandée dans les deux types de BHA.

4.4 L'étape de design

1. Choix de type de BHA.
2. Configuration inférieur.
3. Configuration supérieur.
4. Calcul de BSR.
5. Calcul de SR.
6. Calcul du bending stress.

4.5 La design des tiges (over load design)

4.5.1 Capacité de charge nominale (rated load capacity)

La capacité de charge nominale d'un composant correspond à la charge qui entraînerait une contrainte globale égale à la limite d'élasticité au point le plus faible du composant. La capacité de charge nominale est également appelée capacité de charge nominale ou simplement capacité de charge.

Les tableaux (18 et 19) représentent respectivement les capacités de charge en torsion et en tension des tiges de forage.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Size (in)	Nom Wt. (lb/ft)	Class 1 (New) Pipe						Premium Class Pipe						Class 2 Pipe					
		E75	X95	G105	S135	DS140	DS150	E75	X95	G105	S135	DS140	DS150	E75	X95	G105	S135	DS140	DS150
2 3/8	4.85	4763	6033	6668	8574	8891	9526	3725	4719	5215	6705	6954	7450	3224	4083	4513	5802	6017	6447
	6.65	6250	7917	8751	11251	11668	12501	4811	6093	6735	8659	8980	9621	4130	5232	5782	7434	7710	8260
2 7/8	6.85	8083	10238	11316	14549	15087	16165	6332	8020	8865	11397	11819	12664	5484	6946	7677	9871	10236	10967
	10.40	11554	14636	16176	20798	21568	23109	8858	11220	12401	15945	16535	17716	7591	9615	10627	13663	14169	15181
3 1/2	9.50	14146	17919	19805	25463	26406	28292	11094	14052	15531	19969	20708	22187	9612	12176	13457	17302	17943	19225
	13.30	18551	23499	25972	33393	34629	37103	14361	18191	20106	25851	26808	28723	12366	15863	17312	22258	23082	24731
	15.50	21086	26709	29520	37954	39360	42171	16146	20452	22605	29063	30140	32292	13828	17515	19359	24890	25812	27655
4	11.85	19474	24668	27264	35054	36352	38949	15310	19392	21434	27557	28578	30619	13282	16823	18594	23907	24792	26563
	14.00	23288	29498	32603	41918	43470	46576	18196	23048	25474	32753	33966	36392	15738	19935	22034	28329	29378	31477
	15.70	25810	32693	36134	46458	48179	51620	20067	25418	28094	36121	37458	40134	17315	21932	24241	31167	32321	34630
<i>(Values highlighted from problem 3.1, figure 3.4, items 1 and 3.)</i>																			
4 1/2	13.75	25908	32816	36271	46634	48361	51815	20403	25844	28564	36725	38085	40806	17715	22439	24801	31887	33068	35430
	16.60	30807	39022	43130	55453	57507	61614	24139	30576	33795	43451	45060	48279	20908	26483	29271	37634	39028	41816
	20.00	36901	46741	51661	66422	68882	73902	28684	36333	40157	51630	53543	57367	24747	31346	34646	44544	46194	49494
	22.82	40912	51822	57277	73641	76369	81824	31587	40010	44222	56857	58962	63174	27161	34405	38026	48891	50701	54323
5	16.25	35044	44390	49062	63080	65416	70089	27607	34969	38650	49693	51534	55215	23975	30368	33564	43154	44753	47949
	19.50	41167	52145	57633	74100	76845	82334	32285	40895	45200	58114	60266	64571	27976	35436	39166	50356	52221	55952
	25.60	52257	66192	73160	94063	97546	104514	40544	51356	56762	72980	75683	81089	34948	44267	48927	62906	65236	69895
5 1/2	19.20	44074	55827	61703	79333	82271	88148	34764	44035	48670	62576	64893	69529	30208	38264	42291	54375	56389	60416
	21.90	50710	64233	70994	91279	94659	101421	39864	50494	55809	71755	74412	79727	34582	43804	48415	62248	64553	69164
	24.70	56574	71661	79204	101834	105605	113149	44320	56139	62049	79777	82731	88641	38384	48619	53737	69090	71649	76767
5 7/8	23.40	58605	74233	82047	105489	109396	117210	46134	58437	64588	83042	86117	92269	40049	50729	56069	72089	74758	80098
	26.30	65509	82978	91712	117915	122283	131017	51408	65117	71971	92534	95961	102816	44559	56441	62383	80206	83177	89118

Tab.19: normal weight drill pipe torsional capacity (ft-lbs)
(Standard DS-1 volume 2 Drill stem Design and operation page 71)

Chapitre 3 : Le design de la garniture de forage

Table 3.8 Normal Weight Drill Pipe Tensile Capacity (lbs)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Size (in)	Nom Wt. (lb/ft)	Class 1 (New) Pipe						Premium Class Pipe						Class 2 Pipe					
		E75	X95	G105	S135	DS140	DS150	E75	X95	G105	S135	DS140	DS150	E75	X95	G105	S135	DS140	DS150
2 3/8	4.85	97817	123902	136944	176071	182593	195635	78893	97398	107650	138407	143534	153786	66686	84469	93360	120035	124480	133372
	6.65	138214	175072	193500	248786	258000	276429	107616	136313	150662	193709	200883	215232	92871	117636	130019	167167	173359	185742
2 7/8	6.85	135902	172143	190263	244624	253684	271804	106946	135465	149725	192503	199633	213893	92801	117548	129922	167043	173229	185603
	10.40	214344	271503	300082	385820	400110	428689	166535	210945	233149	299764	310866	333071	143557	181839	200980	258403	267973	287114
3 1/2	9.50	194264	246068	271970	349676	362627	388529	152979	193774	214171	275363	285562	305959	132793	168204	185910	239027	247880	265586
	13.30	271569	343988	380197	488825	506929	543139	212150	268723	297010	381870	396014	424300	183398	232304	256757	330116	342342	366795
	15.50	322775	408848	451885	580995	602513	645550	250620	317452	350868	451115	467823	501239	215967	273558	302354	388741	403139	431934
4	11.85	230755	292290	323057	415360	430743	461511	182016	230564	254823	327630	339764	364033	158132	200301	221385	284638	295180	316264
	14.00	285359	361454	399502	513646	532670	570717	224182	283963	313854	403527	418472	448363	194363	246193	272108	349853	362810	388725
	15.70	324118	410550	453765	583413	605020	648236	253851	321544	353391	456831	473855	507701	219738	278334	307833	395528	410177	439476
4 1/2	13.75	270034	342043	378047	486061	504063	540068	213258	270127	298562	383865	398082	426517	185390	234827	259546	333702	346061	370780
	16.60	330558	418707	462781	595004	617041	661116	260165	329542	364231	468297	485641	520330	225771	285977	316080	406388	421439	451542
	20.00	412358	522320	577301	742244	769734	824715	322916	409026	452082	581248	602776	645831	279501	354035	391302	503103	521736	559003
	22.82	471239	596903	659734	848230	879646	942478	367566	465584	514593	661619	686124	735133	317497	402163	444496	571495	592661	634994
5	16.25	328073	415559	459302	590531	612402	656146	259155	328263	362817	466479	483756	518310	225316	285400	315442	405568	420589	450631
	19.50	395595	501087	553833	712070	738443	791189	311536	394612	436150	560764	581533	623071	270432	342547	378605	486778	504807	540864
	25.60	530144	671515	742201	954259	989602	1060288	414690	525274	580566	746442	774088	829380	358731	454392	502223	645715	669630	717461
5 1/2	19.20	372181	471429	521053	669925	694737	744361	294261	372730	411965	529669	549286	588521	255954	324208	358335	460717	477780	511907
	24.70	497222	629814	696111	894999	928147	994444	391285	495627	547799	704313	730398	782569	339534	430076	475347	611160	633796	679067
5 7/8	23.40	469013	594083	656619	844224	875491	938026	370298	469044	518417	666536	691222	740595	321861	407691	450605	579350	600807	643722
	26.30	533890	676261	747446	961002	996595	1067780	420619	532785	588867	757115	785156	841239	365201	462588	511282	657362	681709	730403

Tab.20: normal weight drill pipe tensile capacity (ft-lbs)
(Standard DS-1 volume 2 Drill stem Design and operation page 69)

4.5.1.1 Capacité de charge utile (Useful load capacity)

C'est la capacité de charge nominale divisée par le facteur de design. Les facteurs de design sont égaux ou supérieurs à 1,0. Lorsque le facteur de design est égal à 1,0, la capacité de charge utile est égale à la capacité de charge nominale.

$$\text{Useful Load capacity} = \frac{\text{rated load capacity}}{DF} \dots\dots\dots (74)$$

4.5.1.2 Surcharge (Overload)

La surcharge est une condition dans laquelle la charge appliquée au composant de la colonne de forage dépasse la capacité de charge utile de ce composant.

4.5.1.3 Facteur de charge (Load Factor)

Le facteur de charge est le pourcentage de la capacité de charge utile d'un composant qui est utilisée, dans le cas de charge et les conditions de fonctionnement en question. Étant donné que les charges et les capacités de charge varient le long d'une garniture de forage, le facteur de charge sera également variable. Lors de l'évaluation d'un design pour la prévention de la surcharge, les points d'intérêt principaux dans la ligne de forage avec les facteurs de charge les plus élevés.

$$LF = \frac{(\text{Applied Load}) (DF) 100}{\text{Rated load Capacity}} \dots\dots\dots (75)$$

4.5.1.4 Overpull

Également appelée margin overpull (MOP), ou simplement overpull, correspond à la différence entre la capacité nominale de charge de traction d'un composant et la charge de traction étant appliquées sous le cas de charge et les conditions examinées. Overpull est la capacité de traction excédentaire disponible supérieure à celle requise pour déplacer la garniture libre. C'est une réserve de capacité pour une utilisation d'urgence au cas où la garniture commencerait à coller ou resterait coincé. Etant donné que les charges de traction et les capacités de charge varient considérablement sur la longueur d'une garniture, overpull varie également. Du point de vue du design, le point dans la colonne de forage avec le minimum d'overpull sera le point d'intérêt.

4.5.2 Choix de design group

Aucune règle absolue ne peut être écrite pour savoir quand appliquer un groupe de design spécifique. Tout dépendra de la gravité des conditions de forage, des coûts économiques et autres probables d'une défaillance, le cas échéant, et des politiques de gestion des risques de l'organisation pour laquelle vous travaillez.

Le tableau suivant illustre les facteurs et contraintes de design pour le groupe de design DS-1 :

Tab. 21 : Contrainte et facteurs de design pour le DS 1 design groupe (Standard DS-1 volume 2 Drill stem Design and operation page 270)

Table 2.2 Design Factors and Constraints for DS-1® Design Groups

Activity	Design Factor or Constraint	Design Group 		
		1	2	3
Overload Design	Design Factor for tension (DF_T)	≥ 1.25	≥ 1.15	≥ 1.00
	Design Factor for torsion (DF_{TR})	≥ 1.20	≥ 1.20	≥ 1.20
	Maximum Load Factor ¹	$\leq 100\%$	$\leq 100\%$	$\leq 100\%$
	Minimum Overpull ²	$\geq 15\%$	$\geq 15\%$	$\geq 15\%$
Fatigue Design	Bending Strength Ratio (BSR) Range	(see table 4.2) FATIGUE DESIGN		
	Maximum Stability Index (SI)	1000	600	200
	Maximum Curvature Index (CI)	20,000	10,000	6,000
	Maximum Stiffness Ratio (SR)	5.5	5.5	3.5
	Design Factor for BHA weight (DF_{BHA})	≥ 1.15	≥ 1.15	≥ 1.20
Inspection Program	DS-1® Category ³	N/A	≥ 3	5
	Maximum Slip Cut Severity (% of adjacent wall)	10	10	5

Chapitre 3 : Le design de la garniture de forage

Pour le design de la garniture de forage les facteurs de design à prendre en considération sont illustrés dans le tableau suivant :

Tab. 22 : Applications des Contraintes et facteurs de design
(Standard DS-1 volume 2 Drill stem Design and operation page 07)

	Over load design	Fatigue design
Configuration de BHA pour la solidité structurelle	Load factor Minimum Overpull DF_t , DF_{tr}	Bending strength ratio (BSR) Stiffness ratio (SR) Stability index(SI) DF_{BHA}
concevoir le reste de la tige de forage	Load factor Minimum overpull DF_t , DF_{tr}	Curvature index(CI)

3.2.4 Design des tiges de forage

Le design de la tige de forage a pour but de déterminer la taille, la qualité et la longueur optimales des composants de la tige de forage afin qu'ils soient suffisamment résistants, avec des pertes de charges optimum tout en entraînant un coût minimum.

4.5.2.1 Les étapes de travail

- Marquage des dimensions des connexions des éléments de garniture de forage comme requis sur la feuille de calcul (Box OD et Pin ID).
- La détermination des capacités de charges de garniture/
- L'enregistrement des capacités de charge sur la feuille de travail.
- Notez si un composant est limité par la capacité du tube ou de la connexion sur la feuille de travail (Fig.3.4).

Remarque :

Il n'est pas nécessaire de s'intéresser à la capacité de torsion des corps de la tige, HWDP ou des masses tiges, car ils sont tous nettement plus hauts que leurs connexions.

(a) Analyse de la charge Uni-axial

Calcul des charges réelles en utilisant l'équation de torque & drag.

Exécutant le simulateur (Drill Scan) avec les données de la BHA pour estimer les charges réelles (applied load).

- Entrer les charges prévues en haut de chaque section dans la feuille de calcul, puis calculez les load factors et les overpull en haut des sections.
- Calculer le facteur de charge (load factor) en utilisant ces chiffres et les facteurs de design (design factor) applicables
- Calculer, la charge axiale statique maximale admissible (slip crushing)
- Calcul de la marge over pull disponible en cas de coincement

Remarque :

- Il n'est pas nécessaire d'enregistrer les charges pour le top des masses tiges, car ces masses-tiges sont évidemment beaucoup plus solides que les charges appliquées.
- Load factor seront les plus élevées et l'overpull sera le plus faible au top de la section donc les sommets des sections sont les points d'intérêt pour les load factor.

(b) Analyse des charges bi-axiales

- Accédez au dernier bloc de la feuille de travail pour examiner les effets combinés de la tension et de la torsion pour le Cas du back reaming.
- Entrez les charges réelles de ce cas, puis recherchez la capacité de charge combinée des tiges de forage de la classe utilisée ou bien les calculés
- Calculez le facteur de charge (load factor) en utilisant ces chiffres et les facteurs de design (design factor) applicables.

(c) Analyse des charges triaxiales

- Dans ce cas on prend en considération de tous les efforts réagissant sur le drill string (tension, torsion, pression, buckling, bending) toute en calculant le **Von-mises** par la formule (43).
- Calculer le facteur de charge (load factor).

Chapitre 5

Étude de cas

Chapitre 5: Etude de cas

Notre étude a été réalisée sur un puits hydraulique "Albien" de 2040m de profondeur foré à Sidi Khaled (Biskra) le 01 mai 2019, Il a été foré par la société de « Oued Righ Abar », la première entreprise locale à réaliser ce type de projet avec l'hydraulique de Biskra.

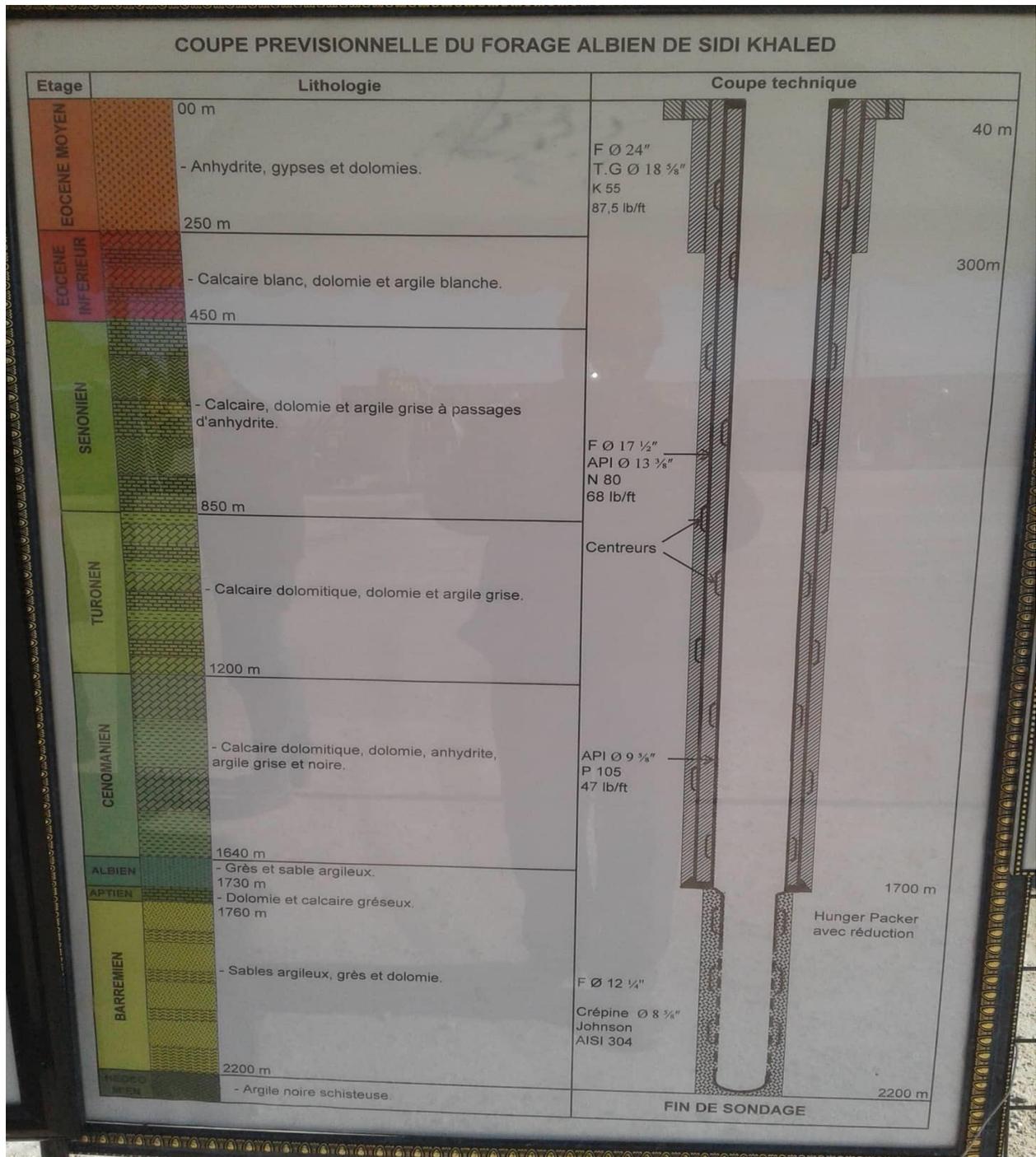


Fig.13 : Coupe prévisionnelle du forage albien de Sidi Khaled.

Lors du forage de ce puits (la phase 17"1/2), un problème de cisaillement d'une masse tige dans le sénonien (calcaire, dolomie, argile grise à passage d'anhydrite) avec plusieurs Wash-out sont survenues.

Au début, nous avons vérifié le design de la garniture de forage, puis nous avons essayé de diagnostiquer le problème par vérification des vibrations de la garniture lors de forage par le simulateur Well Scan, Puis nous avons fait quelques changements sur la BHA d'une sorte à régler le problème tout en interprétons les résultats obtenues.



Fig.4 : une masse tige cisailée.

Prenons les hypothèses suivantes:

- Inclinaison de puits 4°.
- Azimute de puits 0°.
- Les tiges de forages utilisées sont considérées comme étant des tiges de classe 2.
- Calculs effectués avec le design group numéro 01.
- Le model utilisé pour le calcul des cas de charge est le soft string et celui utilisé pour le calcul de la contrainte de flexion, d'effort triaxial et des vibrations est le stiff string model.
- Le coefficient de friction de puits $\mu = 0.3$.
- Les stabilisateurs et cross over sont considérés comme des masses tige.
- La vitesse de la remontée $V_{ts} = 1641 \text{ feet/h}$.
- L'effet de la rhéologie de boue sur la garniture est négligeable.

5.1 Vérification du design de la garniture de forage

5.1.1 Défaillance par surcharge (over load failure)

5.1.1.1 Calcul de facteur de flottabilité

$$k = \left(1 - \frac{d_b}{7.85}\right)$$

- La boue utilisé a une densité de $d_b = 1.18$, calculant le poids de la garniture dans la boue,

$$k = 1 - \frac{1.18}{7.85}$$

$$k = 0.85$$

Avec:

K = Facteur de flottabilité.

7.85 = Densité de l'acier.

5.1.1.2 Calcul des charges statiques au sommet des tiges

a. Poids des masses tiges

$$W_{dc} = L_{dc} \times w_{dc} \times k$$

$$W_{dc} = 294 \times 216 \times 0.85$$

$$W_{dc} = 53979 \text{ lbs}$$

b. Poids des HWDP:

$$W_{hwdp} = L_{hwdp} \times w_{hwdp} \times k$$

$$W_{hwdp} = 177 \times 49.3 \times 0.85$$

$$W_{hwdp} = 7418 \text{ lbs}$$

c. Poids des tiges:

$$W_{dp} = L_{dp} \times w_{dp} \times k$$

$$W_{dp} = 5108 \times 21.87 \times 0.85$$

$$W_{dp} = 94956 \text{ lbs}$$

5.1.1.3 Calcul de la force critique de flambage du 1er ordre :

En utilisant la formule (41) :

$$r_c = 0.5 \times \left(\frac{17.5}{12} - \frac{9.5}{12} \right)$$

$$r_c = 0.33$$

$$I = \frac{\pi}{64} \times \left(\left(\frac{9.5}{12} \right)^4 - \left(\frac{3}{12} \right)^4 \right)$$

$$I = 0.02 \text{ ft}^4$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{4320 \times (10)^6 \times 0.02}{183.6}}$$

$$m = 77.78$$

$$W_{cr} = 2 \times 77.78 \times 183.6 \times \sqrt[3]{\frac{77.78 \times \sin(4)}{0.33}}$$

$$W_{cr} = 72625 \text{ lbs}$$

5.1.1.4 Calcul de la force normal (side force) au sommet des tiges:

- Comparons maintenant le weight on bit avec le poids critique de flambage sinusoïdal:

$$22047 < 72625$$

$$WOB < W_{cr}$$

- Donc la garniture travail loin de du poids critique.

Maintenant, appliquons l'équation. 52 pour une garniture non flambé :

$$F_s = \sqrt{(F_e \Delta\phi \sin(\alpha_{avg}))^2 + (F_e \Delta\alpha + W_b \sin(\alpha_{avg}))^2}$$

$$\phi = 0$$

Donc :

$$F_s = \sqrt{(F_e \Delta\alpha + W_b \sin(\alpha_{avg}))^2}$$

$$F_e = 7418 + 53969$$

$$F_e = 61387 \text{ lbs}$$

$$W_b = 94956 \text{ lbs}$$

$$\Delta\alpha = 0 \text{ rad}$$

$$F_s = \sqrt{(61387 \times 0 - 94956 \times \sin(0.035))^2}$$

$$F_s = 3322 \text{ lbs}$$

5.1.1.5 Calcul de drag au sommet des tiges

$$F_d = \mu \times F_s \times \frac{|V_{ts}|}{|V_{rs}|}$$

a. Le cas de la remontée:

$$V_{ts} = 60 \text{ ft/min}$$

$$\omega = 0 \text{ tr/min}$$

$$V_{rs} = 60 \text{ ft/min}$$

$$F_d = 0.3 \times 3322$$

$$F_d = 996.6 \text{ lbs}$$

b. Le cas de la remontée avec rotation (BR):

$$V_{ts} = 60 \text{ ft/min}$$

$$|\omega| = D \times \pi \times \text{RPM}$$

$$|\omega| = \frac{5}{12} \times \pi \times 60$$

$$\omega = 79 \text{ ft/min}$$

$$|V_{rs}| = \sqrt{(60^2 + 79^2)}$$

$$V_{rs} = 100 \text{ ft/min}$$

$$F_d = 0.3 \times 3322 \times \frac{|60|}{|100|}$$

$$F_d = 597.96 \text{ lbs}$$

c. Le cas de forage (RD):

Vitesse de la remontée $V_{ts} = 0$

$$F_d = 0 \text{ lbs}$$

d. Le cas rotation de fond (ROB)

Vitesse de la remontée $V_{ts} = 0$

$$F_d = 0 \text{ lbs}$$

5.1.1.6 Calcul de torque au sommet des tiges

$$T_r = \mu \times F_s \times r \times \frac{|\omega|}{|V_{rs}|}$$

$$\text{Bit torque} = 18000$$

a. Le cas de la remontée:

$$V_{ts} = 60 \text{ ft/min}$$

$$\omega = 0 \text{ tr/min}$$

$$V_{rs} = 60 \text{ ft/min}$$

$$T_r = 0 \text{ ft. lbs}$$

b. Le cas de la remontée avec rotation (BR):

$$V_{ts} = 60 \text{ ft/min}$$

$$|\omega| = D \times \pi \times \text{RPM}$$

$$|\omega| = \frac{5}{12} \times \pi \times 60$$

$$\omega = 79 \text{ ft/min}$$

$$|V_{rs}| = \sqrt{(60^2 + 79^2)}$$

$$V_{rs} = 100 \text{ ft/min}$$

$$T_r = 0.3 \times 3322 \times \frac{5}{12 \times 2} \times \frac{|79|}{|100|}$$

$$T_r = 1640 \text{ lbs.ft}$$

c. Le cas de forage (RD)

$$T_r = \mu \times r \times F_s$$

$$\text{Bit torque} = 18000 \text{ ft. lbs}$$

$$T_r = 0.3 \times \frac{5}{12 \times 2} \times 3322 + 18000$$

$$T_r = 18208 \text{ lbs.ft}$$

d. Le cas de rotation de fond (ROB)

$$T_r = \mu \times r \times F_s$$

$$\text{Bit torque} = 0 \text{ ft. lbs}$$

$$T_r = 0.3 \times \frac{5}{12 \times 2} \times 3322$$

$$T_r = 208 \text{ ft. lbs}$$

5.1.1.7 Calcul de la tension au sommet des tiges

$$T = W - (WOB + F_d)$$

a. Le cas de la remontée(TOH)

$$T = 94956 + (996.6) + 7418 + 53979$$

$$T = 157350 \text{ lbs}$$

b. Le cas de la remontée avec rotation(BR):

:

$$T = 94956 + (597.96) + 7418 + 53979$$

$$T = 156951 \text{ lbs}$$

c. Le cas de forage(RD)

$$T = 94956 - (33069) + 7418 + 53979$$

$$T = 120584 \text{ lbs}$$

d. Le cas de rotation de fond(ROB)

$$T = 94956 + 7418 + 53979$$

$$T = 156353 \text{ lbs}$$

Le tableau suivant résume les résultats :

Tab. 23: Les charges calculés

Profondeur (ft)	Load case	Tension (lbs)	Torsion (lbs.ft)	location
0	ROB	156353	208	5" section DP top
	BR	156951	1640	
	RD	120584	18208	
	TOH	157350	0	

5.1.1.8 Simulation des résultats en utilisant le simulateur WellScan

-Exécutant maintenant les données de la BHA avec le simulateur (Drill Scan) pour estimer les charges réelles (applied load).

Design diameter (inch)	Type	Name	Length (m)	OD (inch)	ID (inch)
17 1/2	PDC		0.47	-	-
17 1/2	Bit sub x 1		0.92	9 1/2	3
17 1/2	BBS		1.92	9 1/2	3
17 1/2	DC x 1		8.59	9 1/2	3
17 1/2	BBS		1.90	9 1/2	3
17 1/2	DC x 1		9.06	9 1/2	3
17 1/2	BBS		1.64	9 1/2	3
17 1/2	DC x 7		63.70	9 1/2	3
17 1/2	XO x 1		0.74	9 1/2	3
17 1/2	XO x 1		0.65	8	3
17 1/2	HWDP x 6		53.88	5	3 1/8
17 1/2	DP x 171		1556.10	5	3 1/4

Fig.15 : BHA puits sidi Khaled, la phase 17 " 1/2.

a) Le cas de forage (RD)

Fig.16 : Les données saisies pour le simulateur dans le cas de forage.

1. La tension de la garniture dans le cas de forage

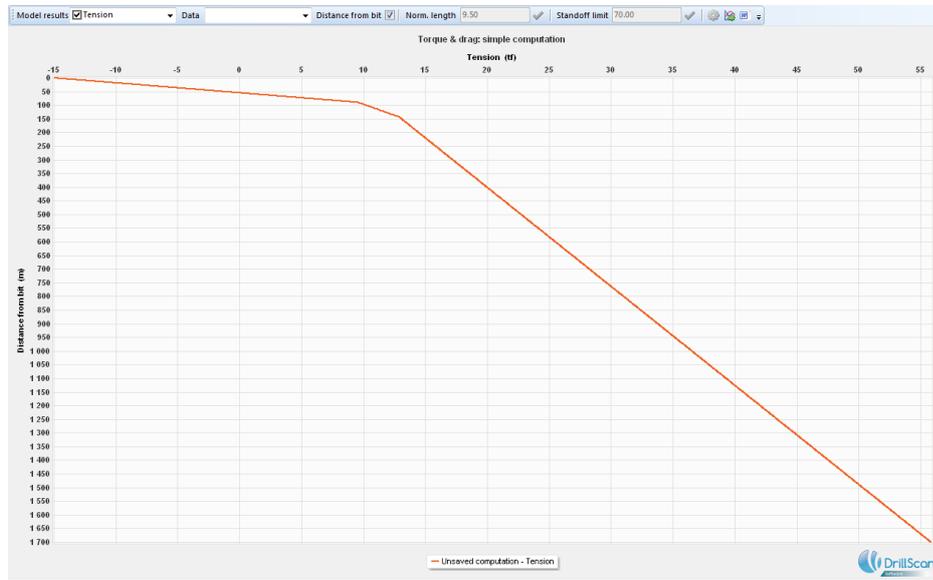


Fig.17: La tension de la garniture dans le cas du forage.

2. La torsion de la garniture dans le cas de forage

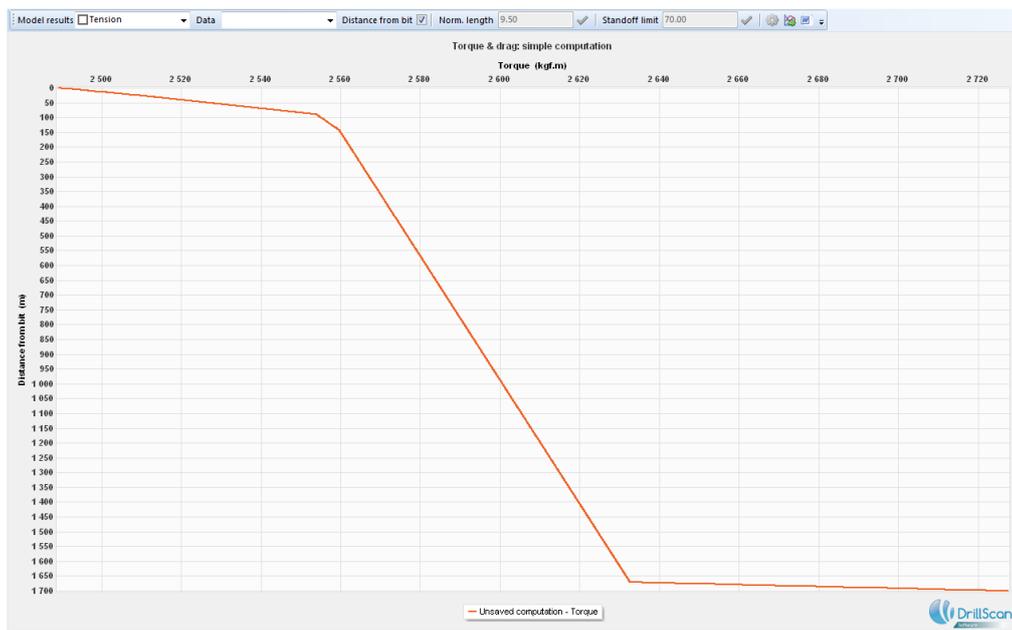


Fig.18 : La torsion de la garniture dans le cas du forage.

b. Le cas de la remontée avec rotation(BR)

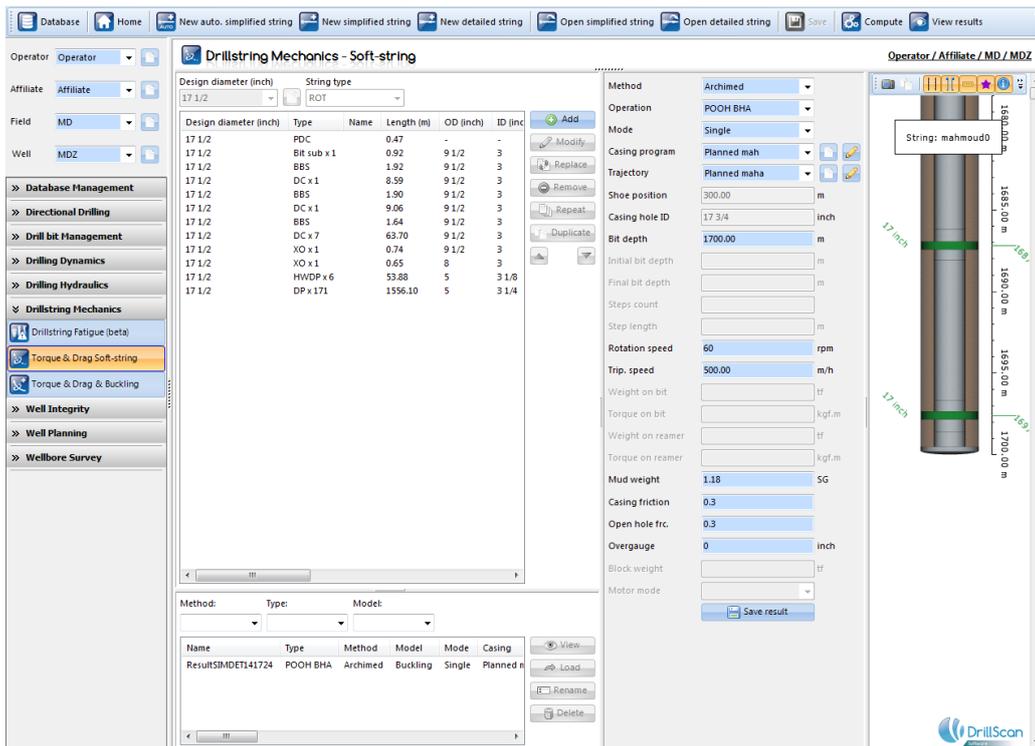


Fig.19 : Les données saisies pour le simulateur dans le cas du back reaming.

1. La tension de la garniture dans le cas de back reaming

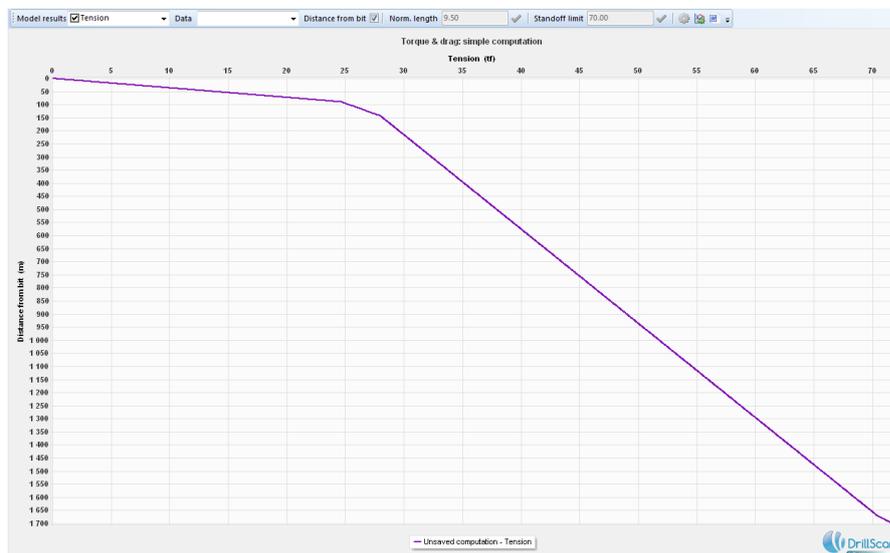


Fig.20 : La tension de la garniture dans le cas du back reaming.

2. La torsion de la garniture dans le cas de back reaming

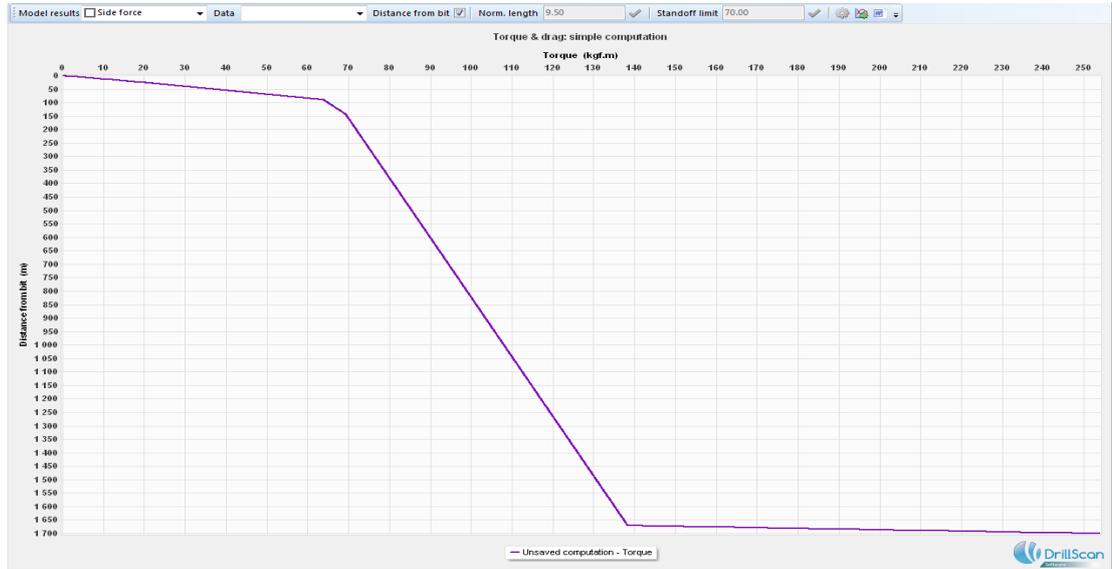


Fig.21 : La torsion de la garniture dans le cas du back reaming.

c. Le cas de la rotation de fond(ROB)

1. La tension dans la garniture le cas de la rotation de fond

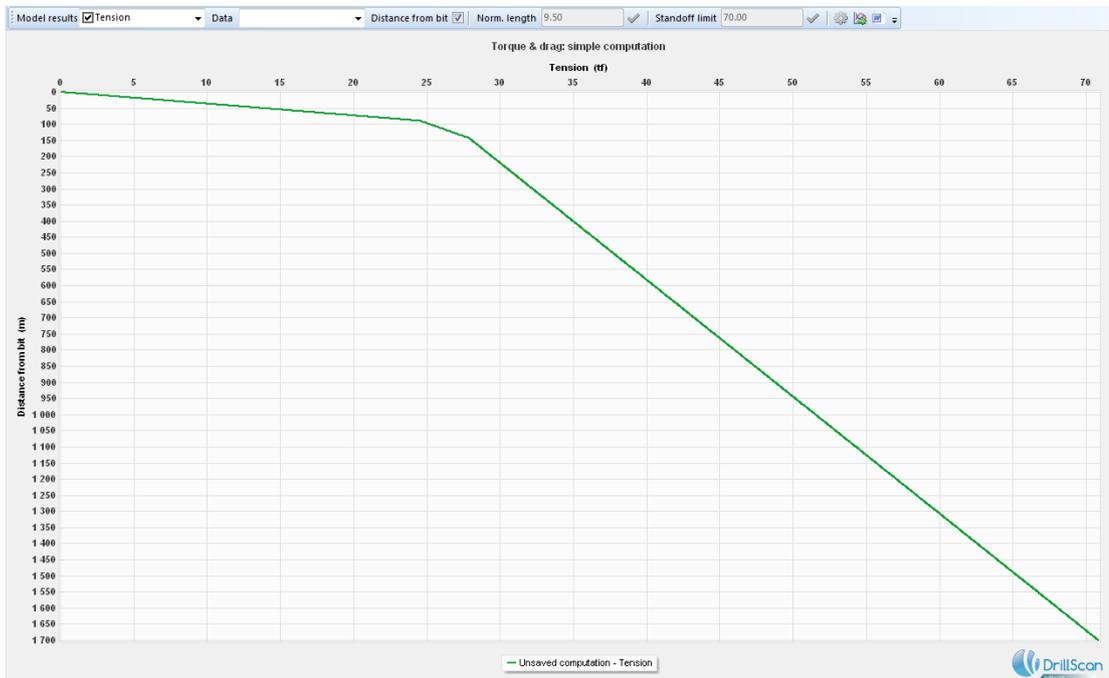


Fig.22 : La tension dans la garniture le cas de la rotation de fond.

2. La torsion de la garniture dans le cas de la rotation de fond

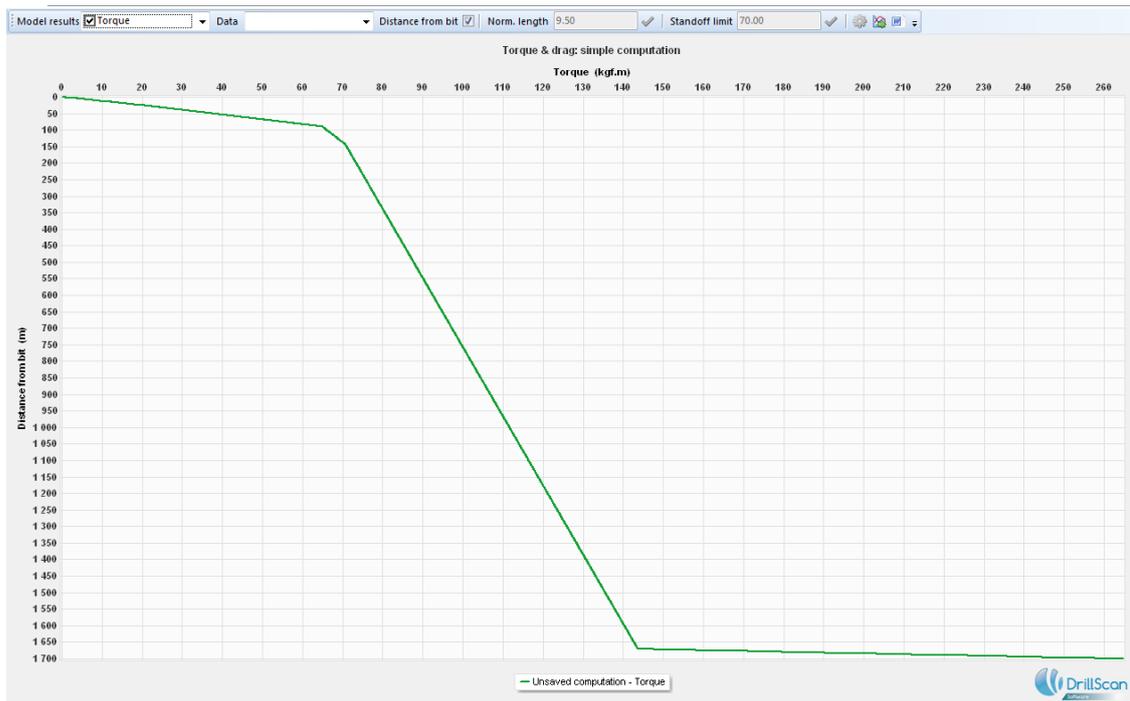


Fig.23 : La torsion de la garniture le cas de la rotation de fond.

d. Le cas de la remontée(TOH)

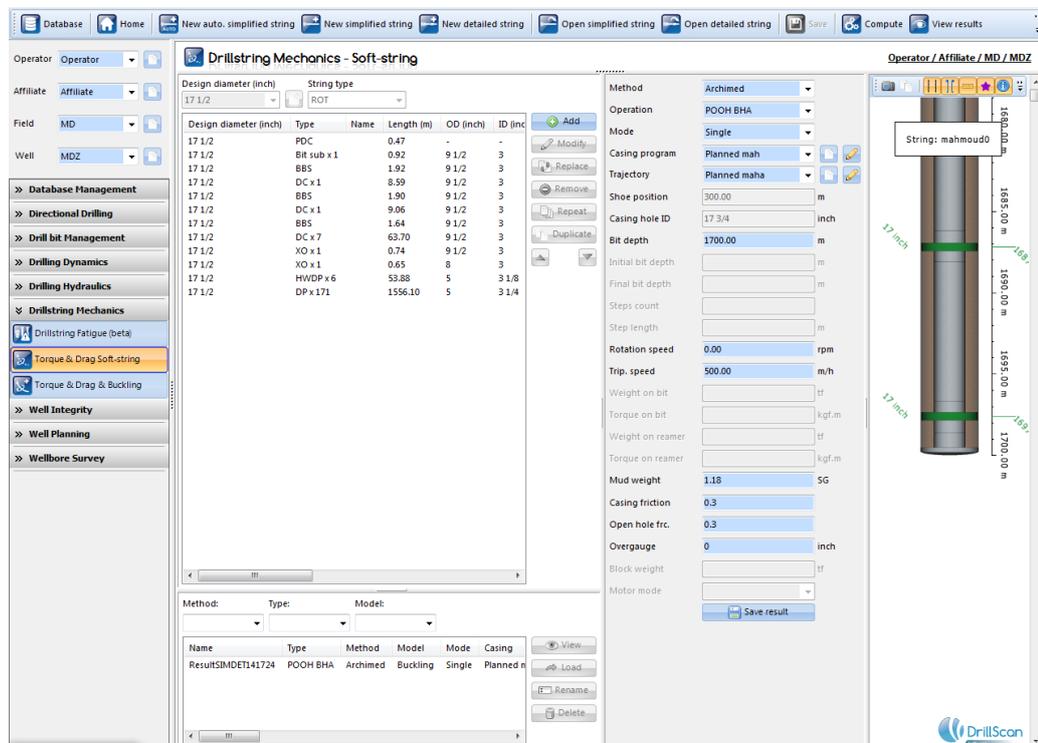


Fig.24 : Les données saisies pour le simulateur dans le cas de la remontée.

1. La tension de la garniture dans le cas de la remontée

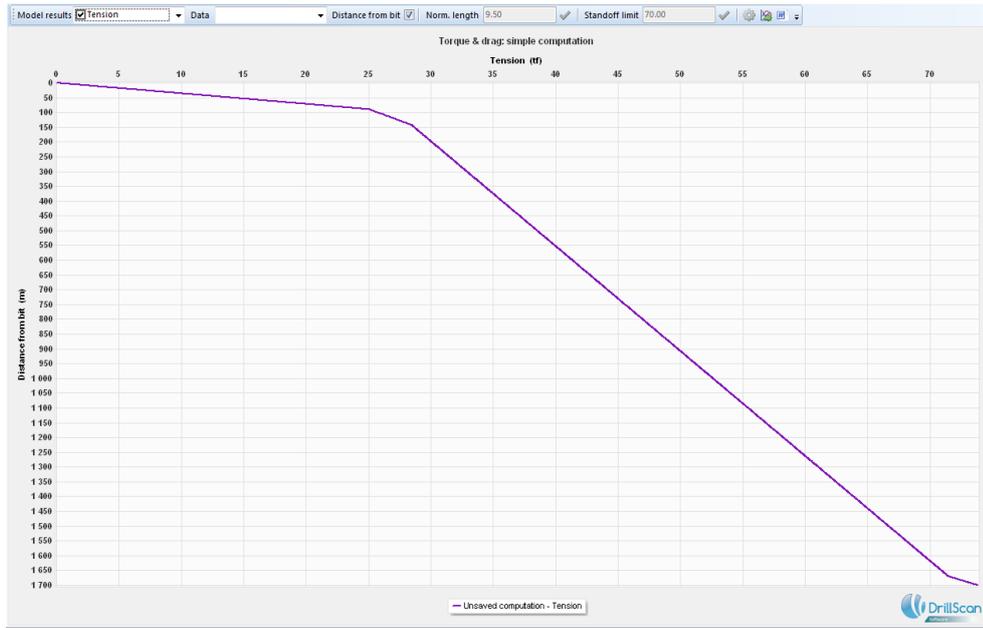


Fig.25 : La tension de la garniture dans le cas de la remontée.

Le simulateur prédit les charges suivantes aux sommets de chaque section :

profondeur (ft)	Load case	Tension (lbs)	Torsion (lbs/ft)	location
0	ROB	156528	1917	5" section DP top
	BR	158733	1837	
	RD	121254	19725	
	TOH	163142	00	
5108	ROB	61730	514	5" section HWDP top
	BR	61730	506	
	RD	28660	19168	
	TOH	63934	00	
5285	ROB	52911	470	9"1/2 section DC top
	BR	52911	463	
	RD	19842	18480	
	TOH	55116	00	

Tab. 24 : Les charges obtenues en utilisant le simulateur WellScan.

5.1.1.9 Comparaison des résultats calculés avec les résultats du simulateur

Load case	Les résultats du simulateur		Les résultats calculés		Erreurs relative (%)	
	Tension (lbs)	Torsion (lbs/ft)	Tension (lbs)	Torsion (lbs/ft)	tension	torsion
ROB	156528	1917	156353	208	0.11	99.86
BR	158733	1837	156951	1640	1.12	10.72
RD	121254	19725	120584	18208	3.55	7.69
TOH	163142	0	157350	0	0.55	0

Tab. 25 : Les charges obtenues en utilisant le simulateur WellScan.

L'erreur entre les résultats obtenus par les calculs et celles obtenues à partir du simulateur est acceptable pour les différentes *LOAD CASES* sauf pour le cas de la torsion en Rotation de fond.

5.1.1.10 Informations générales & design factors

General information & design factor (design group): <input checked="" type="checkbox"/> 1, <input type="checkbox"/> 2, <input type="checkbox"/> 3.			
Well name: P.albien Sidi Khaled	Hole section: 17"1/2	Depth(ft/m): 5577	Mud weight(ppg): 1.18
Tension design factor (DF_T): 1.25	Torsion design Factor(DF_{TR}): 1.20	Min overpull (lbs): 15%	Max load factor (%) 100%

Paramètres opérationnelles

Les paramètres de forage sont résumés dans le tableau suivant :

Operating Parameters				
Run N° 02	Bit depth(ft) 5577	Bit Weight (lbs) 33069	Bit Torque (ft.lbs) 18000	BHA Drag (lbs) 1622
BHA Torque (ft.lbs) 19168	ROP (ft/hr) 3.5	Recip Speed (ft/min) 26.5	ROT Speed (rpm) 100	

Description, load capacities & weak points:

- Pour prendre en considération de l'état d'usure des tiges nous avons pris les caractéristiques des Tools joint de FF. B21.
- La capacité de tension de Tools joint est déterminée par le graphe.04.
- La capacité de tube (body) est déterminée du FF. B13.
- La comparaison des capacités (tension & torsion) d'un tube nous permet de déterminer le point faible à prendre en considération pour les DP, DC, HWDP.

Chapitre 5: Etude de cas

Section	Description	connection						Description, load Capacities & Weak points								
			Dimensions		Type	Capacity		Grad or MYS (psi)	Nominal Dimensions		Capacity		Torsion		Tension	
			Box OD (in)	Pin ID (in)		MUT (lb.ft)	Tension (lbf)		OD	ID	Torsion (lb.ft)	Tension (lbf)	Tube	Cnx	Tube	Cnx
1	5",19.5 (lbs/ft),G,C2	Top	6.5		NC50			G105	5.00	4.276	39 166	378 605	☐	☒	☒	☐
		Internal	6.5	3.25	NC50	19 224	1100 000									
		bottom		3.25	NC50											
2	5", HWDP	Top	6.5		NC50			110000	5.00	3.00	56530	690 163	☐	☒	☒	☐
		Internal	6.5	3.125	NC50	29 410	1265674									
		bottom		3.125	NC50											

- En tension et en torsion le point le plus faible d'une masse tige est sa connexion.

5.1.1.1 Analyses des charges uni-axiales

Uni-axial load analysis											
section		Depth (ft)	Tension $DF_T=1.25$					Torsion $DF_{TR}=1.20$			
			Applied load TOH load case (lbs)	Rated capacity (lbs)	Useful capacity (lbs)	Load factor (%)	Overpull (lbs)	Applied load(ft-lbs)	Rated capacity (ft-lbs)	Useful capacity (lbs)	Load factor (%)
1	Top	0	163142	378 605	302884	54.00	215463	19725	19224	16020	123
	Bottom	5108	63934		302884	21.2	896816	19168	19224	16020	119.5
2	Top			5285	55116	960 750	835435		7.65	896816	29410
	Bottom	835435	6.60				905634	18480	29410	24508	75.4

- Les load factors pour la tension sont conformes au premier groupe de la norme DS 1 parce ils sont inferieur a 100.

- Les load factors pour la torsion ne conformes pas au premier groupe de la norme DS 1 parce ils sont supérieur à 100.

5.1.1.2 Vérification de slip crushing

En utilisant la formule. 50

$$F_{slip} = F_{ti} \left[\frac{2}{1 + \left(1 + \frac{2r_o^2 K_s A_{dp}}{(r_o^2 - r_i^2) A_c} \right)^2 + \left(\frac{2r_o^2 K_s A_{dp}}{(r_o^2 - r_i^2) A_c} \right)^2} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Le diamètre extérieur corrigé est calculé en utilisant la formule 14 comme suit:

$$D_{cp} = c \times D_p + D_i \times (1 - c)$$

$$D_{cp} = 0.7 \times 5 + 4.276 \times (1 - 0.7)$$

$$D_{cp} = 4.7828 \text{ in}$$

La surface de drill pipe est calculé comme suite :

$$A = \frac{\pi}{4} \times (4.7828^2 - 4.276^2)$$

$$A = 3.606 \text{ in}^2$$

La Capacité de charge des tiges :

$$F_{ti} = 105000 \times 3.606$$

$$F_{ti} = 378630 \text{ lbs}$$

Surface de contact entre la calle et les tiges de forage :

$$A_c = 2 \times \pi \times 2.3914 \times 12$$

$$A_c = 180.307 \text{ in}^2$$

Facteur de charge latérale pour $\mu = 0.2$, Taper angle $\Psi = 9^\circ$

$$K_s = \frac{1 - 0.2 \times \tan(9^\circ)}{0.2 + \tan(9^\circ)}$$

$$K_s = 2.702$$

$$F_{slip} = 378\,605 \left[\frac{2}{1 + \left(1 + \frac{2 \times 2.3914^2 \times 2.702 \times 3.606}{(2.3914^2 - 2.138^2)180.307} \right)^2 + \left(\frac{2 \times 2.3914^2 \times 2.702 \times 3.606}{(2.3914^2 - 2.138^2)180.307} \right)^2} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$F_{slip} = 280068 \text{ lbs}$$

La charge réelle sur la garniture (applied load = 163142 lbs) est inférieure à celle calculée à partir de l'équation. 50, la zone de glissement ne doit pas être endommagée

5.1.1.3 Vérification de la marge de traction disponible en cas de coincement au fond

$$mop = \frac{\text{applied load}}{\text{useful load}} \times 100$$

$$mop = \frac{163142}{302884} \times 100$$

$$mop = 53.86\%$$

$mop > 15\%$ Donc il vérifie les conditions du 1^{er} groupe de design pour le DS 1.

5.1.1.4 Analyse des charges Bi-axial

1. Dans le cas de forage

Bi-axial load analysis (drill pipe tubes) $DF_T= 1.25$ $DF_{TR}=1.20$									
section	depth	Applied loads		Rated capacity		Useful capacity=rated capacity/DF		Load factor (%)	
		Tension (lbs)	Torsion (ft-lbs)	Rated tensile capacity @ Torsion (lbs)	Rated torsion capacity @ Torsion (ft.lbs)	useful tensile capacity@ Torsion (lbs)	useful torsion capacity@ Torsion (ft.lbs)	Tension (lbs)	torsion (ft.lbs)
1	0	121254	19725	327085	37103	261668	30919	46.33	63.8
2	5105	28660	19168	903281	56482	722625	47068	11.95	40.72

Les load factors pour les charges combinées en cas de forage sont conformes au premier groupe de la norme DS 1 parce ils sont inferieur a 100.

2. Dans le cas de back reaming

Bi-axial load analysis(drill pipe tubes) $DF_T= 1.25$ $DF_{TR}=1.20$									
section	depth	Applied loads		Rated capacity		Useful capacity=rated capacity/DF		Load factor (%)	
		Tension (lbs)	Torsion (ft.lbs)	Rated tensile capacity @ Torsion (lbs)	Rated torsion capacity @ Torsion (ft.lbs)	useful tensile capacity @ Torsion (lbs)	Useful torsion capacity@ Torsion (ft.lbs)	tension (lbs)	torsion (ft.lbs)
1	0	158733	1837	378188	35557	302550	29630	52.5	5.2
2	5105	61730	506	690135	56303	552108	46919	11.18	0.89

- Les load factors pour les charges combinées en cas de back reaming sont conformes au premier groupe de la norme DS 1 parce ils sont inferieur a 100.

5.1.1.5 Calcul de l'effort triaxial (Von-Mises)

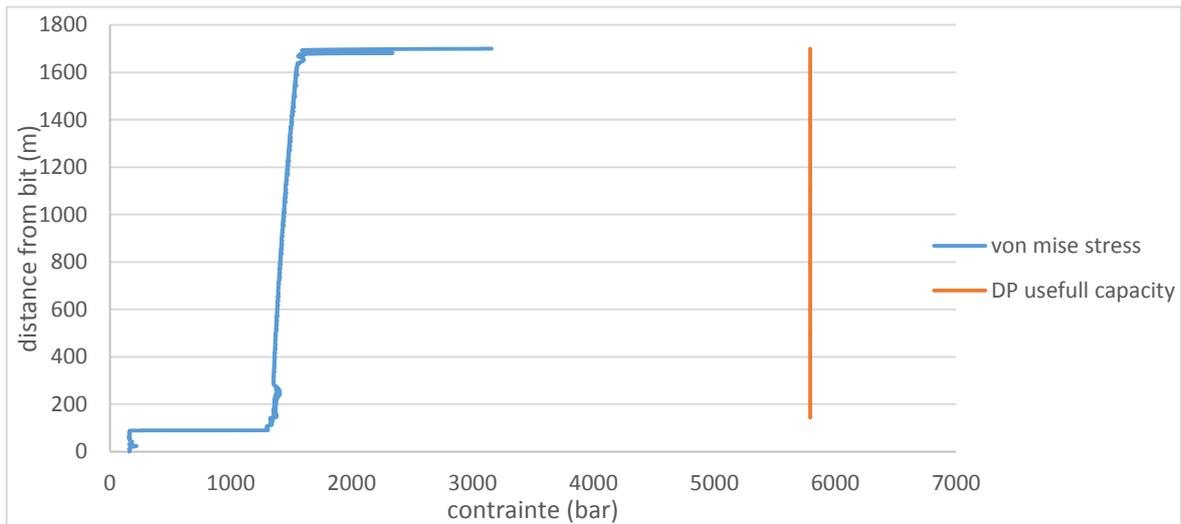


Fig.26 La contrainte triaxial dans le cas de forage.

- La contrainte triaxial le long de la garniture est inférieure à la « DP Useful capacity » donc il y aura pas de problème de surcharge en tension sur la garniture.

5.1.2 Défaillance par fatigue (fatigue failure)

5.1.2.1 Calcul de la contrainte de flexion

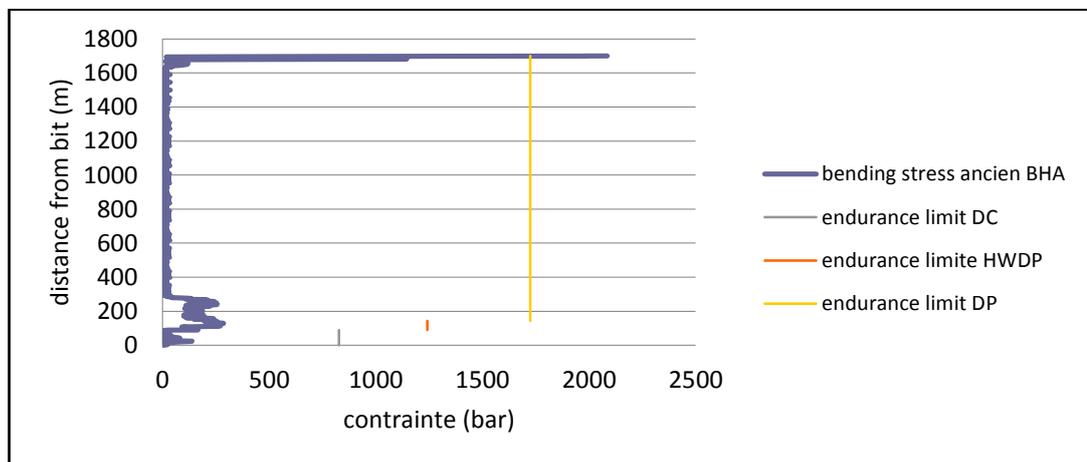


Fig. 27 La contrainte de flexion de la garniture.

- La contrainte de flexion sur les tiges est supérieure à la limite d'endurance donc les tiges travaillaient dans le domaine de la fatigue et par conséquent la fatigue est une cause probable des Washouts de la garniture.

5.1.2.2 Calcul de BSR

$$BSR = \frac{Z_B}{Z_P} = \frac{\frac{\pi (D^4 - b^4)}{32 D}}{\frac{\pi (R^4 - d^4)}{32 R}}$$

-pour les connexions 7" 5/8 Reg :

$$BSR = 2.81$$

-pour les connexions 6" 5/8 Reg :

$$BSR = 2.93$$

Les BSR sont inférieurs à 3.2 donc ils sont conformes avec le premier design groupe de la norme DS1.

5.1.2.3 Calcul de maximum staffes ratio(SR):

$$SR = \frac{id}{OD} \times \frac{OD^4 - ID^4}{od^4 - id^4}$$

-entre les DC 9"1/2 et les HWDP 5"

$$SR = \frac{3}{9.5} \times \frac{9.5^4 - 3^4}{5^4 - 3^4}$$

$$SR = 4.68$$

Le SR est inférieur à 5.5 donc il vérifie les conditions du premier groupe de design de la norme DS1.

5.1.3 Vérification des vibrations de la garniture avec le simulateur WellScan

5.1.3.1 BHA de puits sisi Khaled

Drillstring Mechanics - Stiff-string & Buckling

Design diameter (inch): 17 1/2 String type: ROT

Design diameter (inch)	Type	Name	Length (m)	OD (inch)	ID (inch)
17 1/2	PDC		0.47	-	-
17 1/2	Bit sub	x1	0.92	9 1/2	3
17 1/2	BBS		1.92	9 1/2	3
17 1/2	DC	x1	8.59	9 1/2	3
17 1/2	BBS		1.90	9 1/2	3
17 1/2	DC	x1	9.06	9 1/2	3
17 1/2	BBS		1.64	9 1/2	3
17 1/2	DC	x7	63.70	9 1/2	3
17 1/2	XO	x1	0.74	9 1/2	3
17 1/2	XO	x1	0.65	8	3
17 1/2	HWDP	x6	53.88	5	3 1/8
17 1/2	DP	x171	1556.10	5	3 1/4

5.1.3.2 Analyse de BHA de puits sisi Khaled :

- A La place du Near bit, on remarque qu'ils ont placé un cross over et un stabilisateur ce qui augmente par conséquent l'instabilité de la BHA.
- Les diamètres des stabilisateurs (17" ,17" ,16") respectivement du bas en haut ne conforme pas à la norme API.

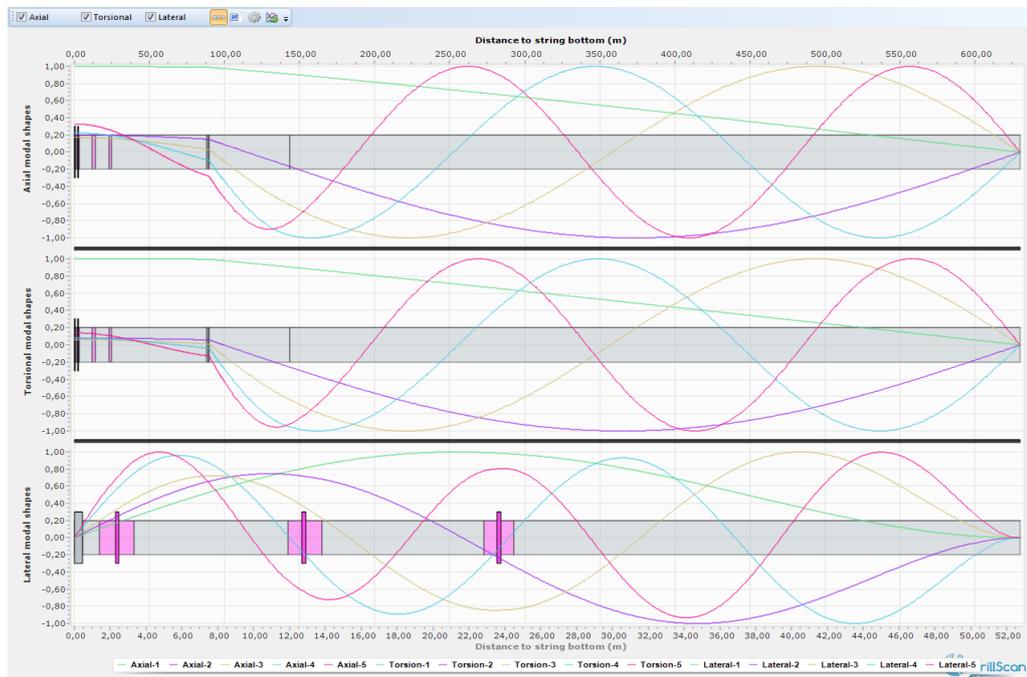


Fig.28 Les courbes qualitatives des vibrations de la BHA P. Sidi Khaled.

5.1.3.3 Exécution des données de la BHA du puits sisi Khaled avec le simulateur

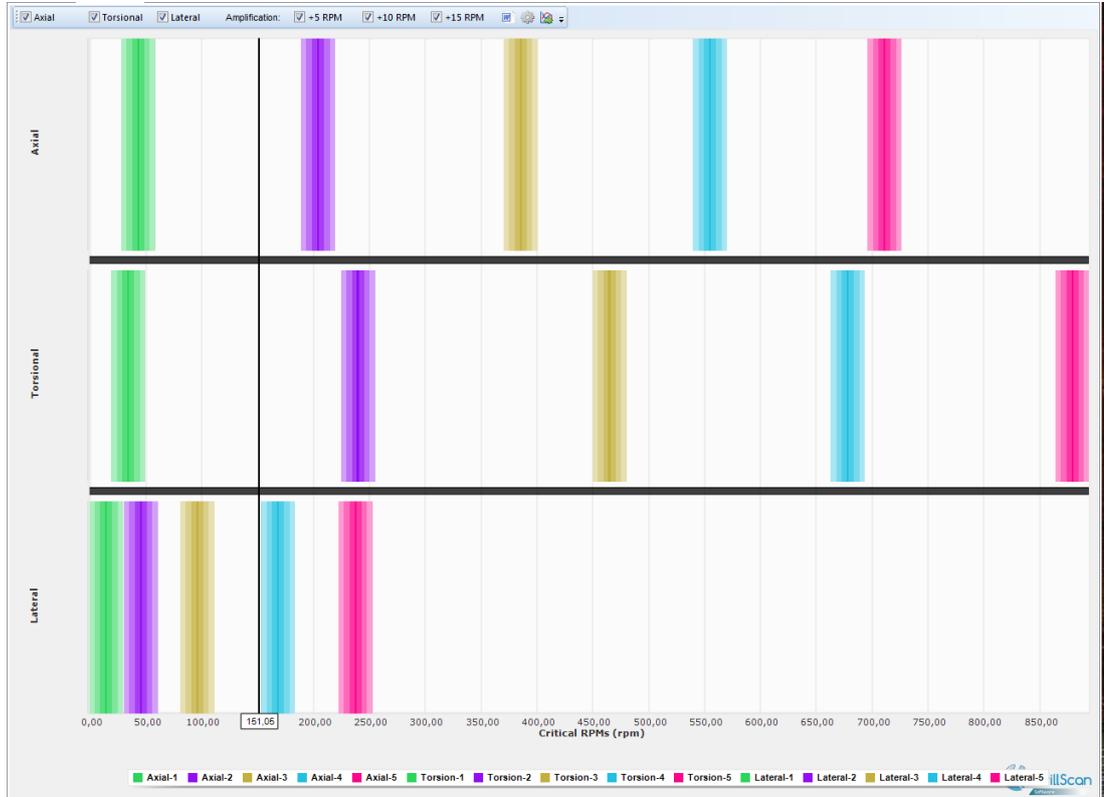


Fig.29 : Les vitesses de rotation critique pour les vibrations (axial, torsional, latéral).

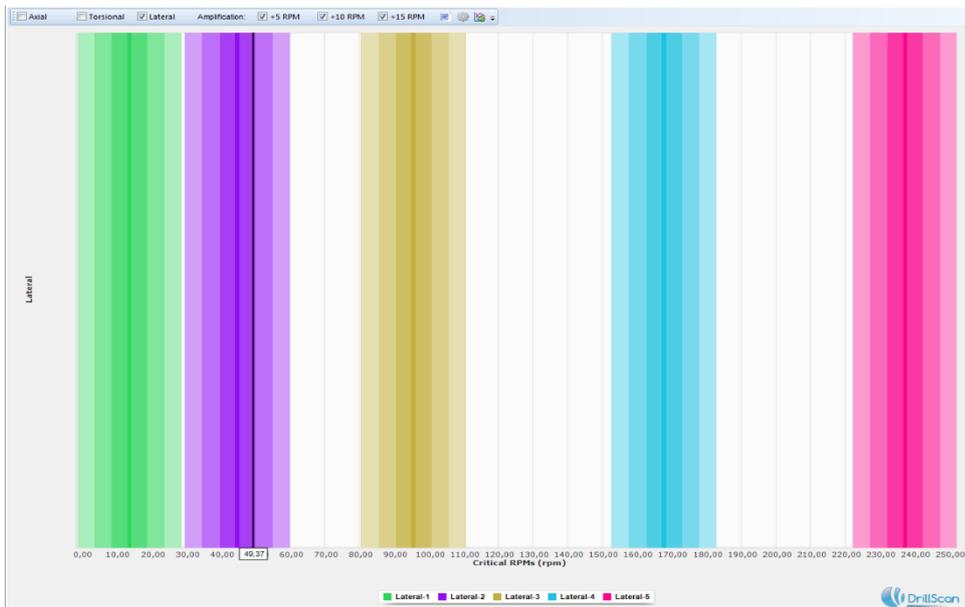


Fig.30 : Les vitesses de rotation critique pour les vibrations latérales de la BHA de puits sisi Khaled.

Analyse des résultats :

- La vitesse de rotation utilisée lors du forage de puits est 100 rpm c'est exactement la vitesse de rotation critique pour les vibrations latérales du troisième ordre
- La vitesse de rotation qui correspond au troisième ordre de vibration est trop basse
- Les vibrations latérales atteindraient leur fréquence maximale pour une distance de 41 m du fond, cette distance correspond à l'endroit où la masse tige a été cisailée.

5.1.4 La solution proposée pour minimiser les vibrations latérales pour une vitesse de rotation de 100 rpm

En propose la BHA suivante pour minimisé les vibrations latérales avec le minimum des changements possibles.

- Remplacer le STB et cross over par un near bit a un diamètre de 17'' 7/16.
- Remplacer les stabilisateurs (17'' et 16'') par des stabilisateurs 17'' 7/16.

Design diameter (inch)	Type	Name	Length (m)	OD (inch)	ID (inch)	Gauge (inch)	Total length (m)	Cor
17 1/2	PDC		0.47	-	-	17 1/2	0.47	-
17 1/2	NBS		1.92	9 1/2	3	17 7/16	2.39	0.8
17 1/2	DC x1		5.40	9 1/2	3	-	7.79	-
17 1/2	BBS		1.90	9 1/2	3	17 7/16	9.69	8.66
17 1/2	DC x1		9.06	9 1/2	3	-	18.75	-
17 1/2	BBS		1.64	9 1/2	3	17 7/16	20.39	19.5
17 1/2	DC x7		63.70	9 1/2	3	-	84.09	-
17 1/2	XO x1		0.74	9 1/2	3	-	84.83	-
17 1/2	XO x1		0.65	8	3	-	85.48	-
17 1/2	HWDP x6		53.85	5	3	-	139.33	-
17 1/2	DP x 54		491.40	5	4	-	630.73	-

Fig.31 : BHA proposées pour le forage de la section.

5.1.4.1 Exécution des données de la BHA proposée avec le simulateur

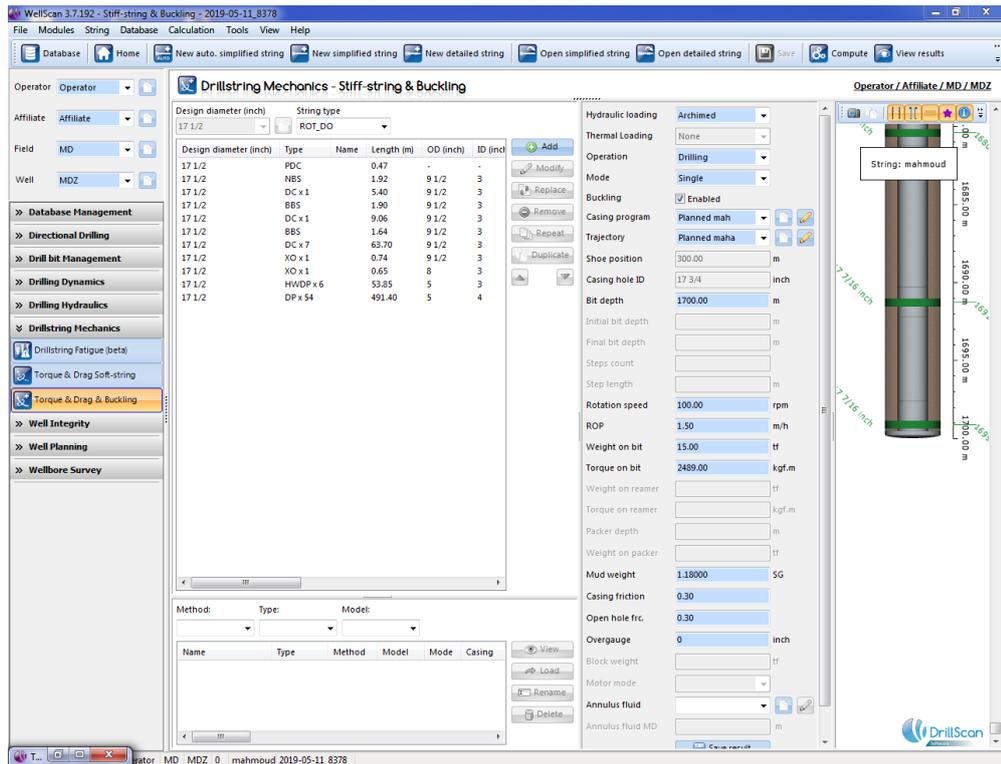


Fig. 32 : Exécution des données de la BHA proposée avec le simulateur.

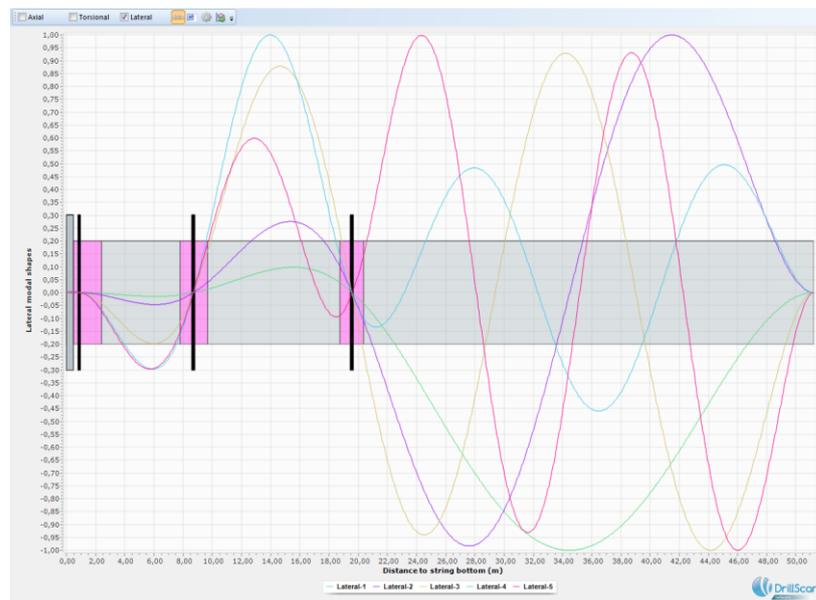


Fig.33 : Les courbes qualitatives des vibrations de la BHA proposée.

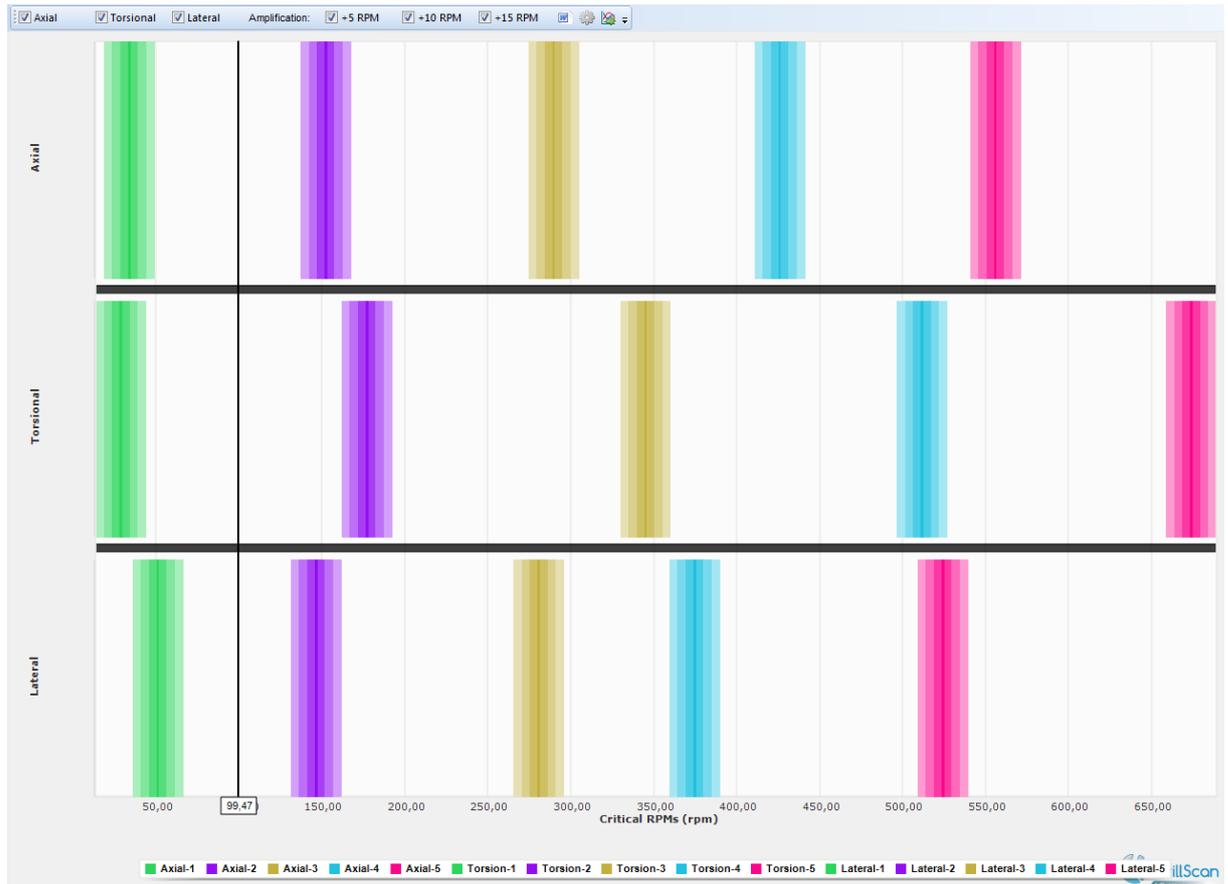


Fig.34 : Les vitesses de rotation critique pour les vibrations latérales de la BHA proposée.

Analyse des résultats :

- La vitesse de rotation utilisée lors du forage de puits (100 rpm) n'est pas une vitesse critique pour la BHA proposée.
- La vitesse de rotation qui correspond au deuxième ordre de vibration est de l'ordre de 150 rpm.

Conclusion

CONCLUSION-RECOMMANDATIONS

Dans ce travail nous avons traité un sujet d'une grande importance dans le domaine du forage des puits. Le thème du sujet qui rentre dans le cadre de notre stage de mise en situation professionnelle, est intitulé « Vérification du Design de la garniture de forage et Etude de cisaillement des Drill collars 9 ½ ».

Sur site, nous avons remarqué des Washouts, des twist-off (dévissage de garniture) ainsi qu'un ROP faible, ces signes nous ont guidé à penser que les vibrations latérales étaient la cause principale du cisaillement de la masse tige 9 ½. Par la suite, nous avons exécuté les données de la BHA avec le simulateur WellScan ce qui nous a confirmé notre hypothèse.

Les valeurs de la tension et de torsion obtenues à partir de notre calcul sont acceptables par rapport à celle du simulateur.

Les vibrations latérales étaient le facteur décisif dans l'endommagement de la garniture.

Enfin, nous recommandons en premier lieu d'effectuer une inspection des composants de la garniture qui vont être utilisés dans les prochains puits. En deuxième lieu, nous recommandant l'utilisation d'un Nearbit et un short DC avec des stabilisateurs conformes aux normes API, ainsi que l'amélioration de la BHA avec l'analyse des vitesses critiques.

Les résultats de ce travail ont été présentés aux responsables de l'entreprise « Oued Righ Abar », et ils nous ont assuré qu'ils vont les prendre en considération pour les prochains puits.

REFERENCES

- Hossain, M. E. (2016). Fundamentals of Drilling Engineering. In *Fundamentals of Drilling Engineering* (Vol. 12). <https://doi.org/10.1002/9781119083931>
- Wu, M., Chen, D. C., Sperry, H., & Services, D. (2006). *SPE 101186 A Generic Solution to Bottom Hole-Assembly Modeling*.
- Wakefield, S., Pigusch, K., & International, S. (2010). *SPE 131922 BHA and Drill String Fundamentals : Technology Training for Beginners*. (October), 18–20.
- Suryadi, H., Li, K., Brovko, K., Parkin, E., & Ossia, S. (2016). *Managing BHA Components Integrity with a Fatigue Management Workflow*. (August), 22–24. <https://doi.org/10.2118/180562-ms>
- Suryadi, H. (2018). *A New Fatigue Management Workflow for BHA Integrity Risk Reduction*. (August), 27–29. <https://doi.org/10.2118/190996-ms>
- Slimani, A. (2006). *Module de forage M2*.
- Procter, R., & Stewart, G. (2004). *NS-14 Drill String Design Manual*.
- Prejean, H. (2012). *API Standards for Pipe Inspections*.
- Industrie, E. F., & Training, I. F. P. (2006). *La garniture de forage* © 2006.
- Hohl, A., Heinisch, D., Oueslati, H., Herbig, C., & Reckmann, H. (2017). *Development of an efficient Vibration Modeling Technique for Design-Related Optimization of Tools in the Global Drilling Environment*. <https://doi.org/10.2118/183900-ms>
- Harmer, R., Suryadi, H., Tao, Y., Qian, W., & Mohd. Ridzuan Abd, M. (2016). *Managing BHA Integrity with BHA Design Based on Bending Moment and Stress Analysis*. <https://doi.org/10.2118/180530-ms>
- Dennis, H., Mathäus, W., Christian, H., Andreas, H., & Hanno, R. (2017). *High-Frequency Torsional Oscillation Laboratory Testing of an Entire Bottom Hole Assembly*. <https://doi.org/10.2118/188370-ms>
- Chen, D. (2007). *Integrated BHA Modeling Delivers Optimal BHA Design*. 1–11. <https://doi.org/10.2523/106935-ms>
- Besaisow, A. A., & Payne, M. L. (2007). A Study of Excitation Mechanisms and Resonances Inducing Bottomhole-Assembly Vibrations. *SPE Drilling Engineering*, 3(01), 93–101. <https://doi.org/10.2118/15560-pa>
- Bailey, J. R., Wang, L., Tenny, M., Armstrong, N. R., Zook, J. R., & Elks, W. C. (2011, February 17). *Design Tools and Workflows To Mitigate Drilling Vibrations*. <https://doi.org/10.2118/135439-ms>

REFERENCES

Nguyen (1993). *Technique d'exploitation pétrolière LE FORAGE-Edition Technip*

E.Ellis (2012). *Standard DS-1, Fourth Edition, Volume 2 - OHilmb. .*