



## REGIÕES DE ESTABILIDADE DA DINÂMICA AXIAL E TORCIONAL DE UMA COLUNA DE PERFURAÇÃO DE PETRÓLEO E GÁS

**Luiz Fernando P. Franca**

**Hans Ingo Weber**

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 22453-900 Rio de Janeiro, RJ, Brasil

franca@mec.puc-rio.br

hans@mec.puc-rio.br

**Resumo.** *Historicamente as falhas decorrentes da perfuração de um poço de petróleo e gás são atribuídas às vibrações. Estas vibrações resultam da combinação de três modos distintos: axial, torcional e lateral (esta também chamada de transversal ou flexional). Quando as vibrações tornam-se severas (ressonância), surgem as chamadas “disfunções” que podem conduzir rapidamente à falha prematura do equipamento. Estas disfunções estão associadas a cada modo de vibrar da coluna, ou mais freqüentemente, a uma combinação desses três modos básicos. Neste contexto, este trabalho tem como objetivo identificar regiões de estabilidade e instabilidade em um plano de representação, que relaciona as freqüências de rotação da coluna e o peso sobre a broca (WOB). Para tanto, são analisados dois modelos que descrevem a dinâmica axial e torcional da coluna de perfuração. Os resultados obtidos fornecem informações qualitativas de rotação da coluna versus peso sobre a broca que não podem ser aplicados durante a perfuração de um poço.*

**Palavras-chave:** *colunas de perfuração, estabilidade, vibração torcional, vibração axial.*

### 1. INTRODUÇÃO

A técnica de perfuração usada geralmente na indústria petrolífera, chamada de perfuração rotativa, conta com um sistema mecânico/hidráulico combinado para o transporte de energia e material, Fig. 1.1.

Como as falhas durante o processo de perfuração de um poço são, historicamente, atribuídas às vibrações, uma maneira de melhorar o desempenho dos equipamentos de perfuração é estudar, justamente, os mecanismos geradores de vibrações.

As vibrações na coluna de perfuração resultam da combinação de três modos distintos: axial, torcional e lateral (esta também chamada de transversal ou flexional). Quando as vibrações tornam-se severas (ressonância), surgem disfunções que podem conduzir rapidamente à falha prematura do equipamento (Dykstra, 1996). Essas disfunções estão associadas a cada modo de vibrar da coluna, ou mais freqüentemente, a uma combinação desses três modos básicos.

As vibrações axiais podem dificultar a perfuração, causar dano à broca e ao *BHA (bottom hole assembly)* e diminuir a taxa de penetração. A grande causadora da vibração axial é a força gerada na interação broca/formação. Esta excitação depende do tipo de broca e do tipo de formação que se pretende perfurar. As brocas tricône, por exemplo, produzem as excitações axiais mais fortes em comparação com as brocas sem partes móveis: PDC e Diamante (Chen, 1995). A vibração gerada pelo rolamento dos cones da broca resulta em um movimento suave dos comandos para cima e para baixo com uma freqüência dominante de 3 vezes a freqüência de rotação da coluna. Quando esta freqüência de excitação corresponder a uma freqüência axial natural da coluna de perfuração e o

amortecimento for baixo, o sistema entrará em ressonância e a broca pode perder contato com a formação. A repetição durante um determinado período da perda momentânea de contato entre a broca e a formação rochosa é caracterizada pela disfunção conhecida como o “quicar da broca” (*bit bounce*). Além da interação broca/formação, as vibrações axiais podem ser causadas pela excitação provocada pela flutuação na pressão de fluido.

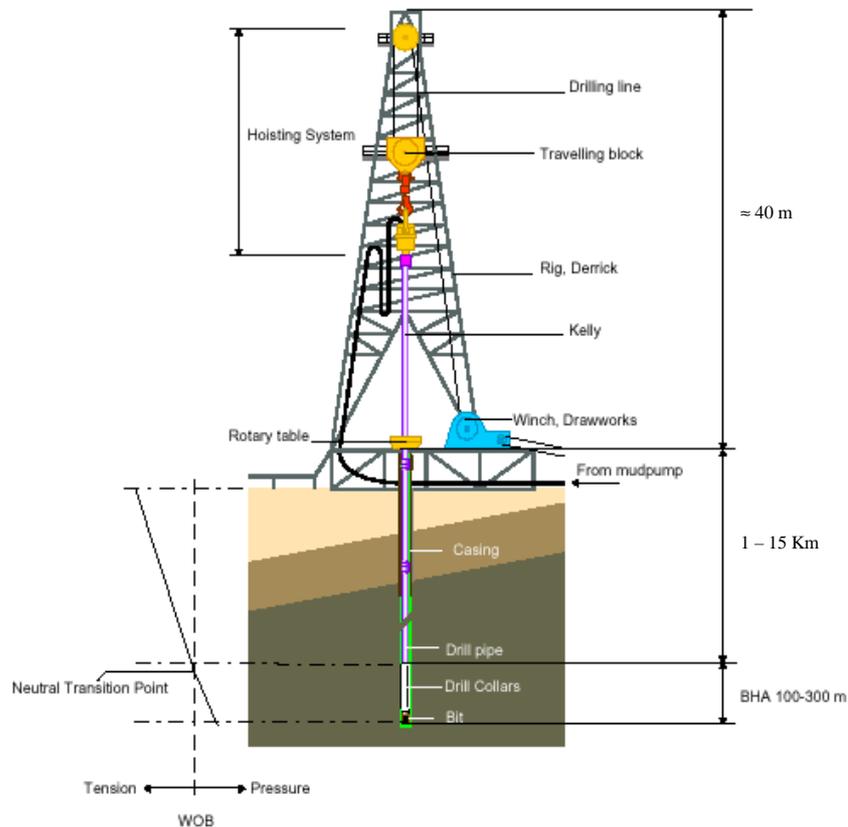


Figura 1.1 – Sonda de Perfuração de Poços de Petróleo e Gás.

As vibrações torcionais podem causar variação da rotação da coluna no fundo do poço, danificar as brocas e prejudicar o processo de perfuração. O torque originado pelo atrito da broca e dos componentes da coluna com a formação e a parede do poço, respectivamente, causa a diminuição da rotação da broca em relação à rotação da mesa. Em alguns casos a broca pode parar completamente. Durante este período, no entanto, o torque na mesa rotativa aumenta. Quando este torque acumulado atinge um valor suficiente para vencer o torque resistivo, o *BHA* é rapidamente acelerado. Este processo, se repetido, é caracterizado pela disfunção conhecida como vibração torcional auto-excitada (*self-excited*) do tipo “adere-desliza” (*stick-slip*).

As vibrações laterais, entretanto, são as mais destrutivas do ponto de vista da fadiga, pois geram tensões cíclicas de alta frequência. Além disso, podem interferir no controle direcional da coluna. A vibração lateral está relacionada com o movimento lateral do *BHA* no interior do poço. Este movimento é limitado pelo contato dos estabilizadores com a parede, podendo causar uma disfunção conhecida por “*whirl*”, que representa o movimento de precessão da órbita formada pelo centro do *BHA*. Estas disfunções podem ocorrer tanto no sentido de rotação da mesa (*forward whirl*), quanto no sentido oposto (*backward whirl*). Em alguns casos, os componentes da coluna se chocam com a parede do poço, gerando forças de impacto que podem atingir valores em torno de 250 g.

Neste contexto, este trabalho tem como objetivo identificar regiões de estabilidade em um plano de representação, que relaciona as frequências de rotação da coluna ( $\Omega_0$ ) e o peso sobre a broca (WOB). Estas regiões são limitadas pela existência ou não das disfunções associadas a cada modo de vibrar. Para tanto, são analisados dois modelos que descrevem a dinâmica axial e torcional desacopladas de uma coluna de perfuração.

Os resultados obtidos mostram a potencialidade da análise de estabilidade. O modelo torcional é capaz de descrever o fenômeno *stick-slip* e as regiões de instabilidade estão de acordo com resultados da literatura. O modelo axial, apesar de apresentar regiões de velocidades críticas (*bit bounce*), de acordo com a literatura, ainda necessita uma maior investigação. No entanto, uma análise qualitativa do comportamento axial pode ser obtida com o modelo simplificado.

## 2. MODELAGEM

### 2.1. Modelo Torcional

Para um comprimento de 2200 m, a primeira frequência natural,  $f$ , da vibração torcional de uma coluna de perfuração é em torno de 0.1 Hz. Neste caso, o comprimento de onda correspondente é de aproximadamente 32 km, de acordo com a relação:

$$\lambda = \frac{\sqrt{G/\rho}}{f}, \quad (1)$$

onde  $G$  é o módulo de elasticidade transversal e  $\rho$  a densidade do aço. Como o comprimento de onda é muito superior ao comprimento típico de uma coluna, justifica-se o seu tratamento como um sistema simples de um grau de liberdade (Challamel, 2000). Desta forma, assumindo o *BHA* rígido à vibração torcional (Yigit e Christoforou, 1998), o comportamento torcional da coluna de perfuração é modelado por uma simples mola torcional,  $k$ , conectada a dois discos. A mola corresponde aos tubos de perfuração (*drill pipe*), enquanto que os discos representam o *BHA* e elementos da superfície. As condições de contorno na superfície são definidas pelos *top-drives*,  $\kappa_p$  e  $\kappa_t$ , que são as relações de controle entre torque e velocidade de rotação da mesa para manter a mesma em uma rotação prescrita,  $\Omega_0$ . A condição de contorno na broca, por sua vez, é definida pelo torque resistivo *TOB* ou atrito de Coulomb. Este torque é representado por um atrito seco, cuja magnitude varia de acordo com a velocidade de rotação da broca,  $d\theta/dt$ . Esta relação é sustentada por evidências experimentais que mostram que a amplitude do torque resistivo é maior em velocidades baixas (Brett, 1992; Pavone, 1994; Abbassian & Dunayevsky, 1998). Na literatura existem vários modelos para descrever o torque resistivo *TOB* (Pavone, 1994; Tucker & Wang, 1997).

No presente trabalho utiliza-se modelo descontínuo:

$$TOB = WOB(f_0 + f_t \exp^{-\gamma\dot{\theta}}), \quad (2)$$

onde,  $f_0$  e  $f_t$  são constantes da broca e  $\gamma$  o parâmetro de decaimento. Valores típicos para estas constantes são:  $f_0 = 0,037$ ,  $f_t = 0,042$  e  $\gamma = 0,2$ . A Figura 2.1(a) mostra a representação gráfica do *TOB*.

O modelo torcional utilizado é o mesmo proposto por (Brett, 1992; Abbassian & Dunayevsky, 1998) e pode ser observado na Fig. 2.1(b):

$$\begin{aligned} J_t \ddot{\alpha} + k(\alpha - \theta) &= k_p(\Omega_0 - \dot{\alpha}) + k_t(\Omega_0 t - \alpha) \\ J_b \ddot{\theta} + k(\alpha - \theta) &= -TOB(\dot{\theta}) \end{aligned}, \quad (3)$$

onde  $J_t$  e  $J_b$  [ $\text{N/m}^2$ ] são os momentos de inércia polares da superfície e do *BHA*, respectivamente. As propriedades do sistema equivalente podem ser expressas como:

$$J_b = \rho I_c L_c + \rho I_{dp}/3; \quad (4)$$

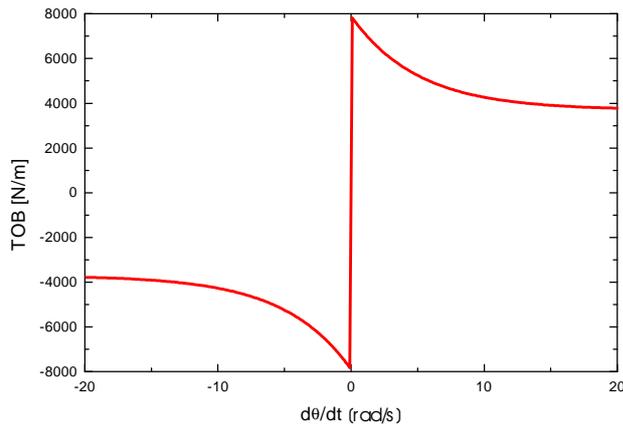
$$k = GI_{dp}/L_{dp};$$

Para,

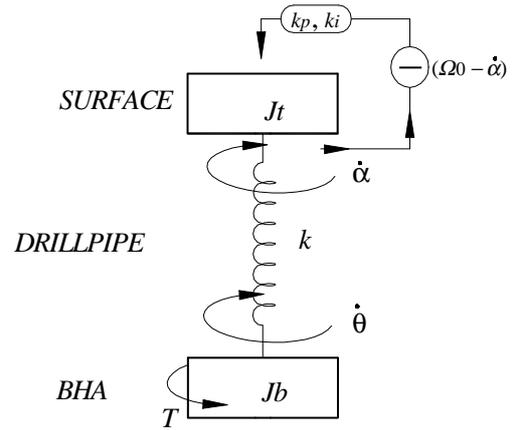
$$I_c = \frac{\pi}{32}(D_c^4 - d_c^4) \text{ e}$$

$$I_{dp} = \frac{\pi}{32}(D_{dp}^4 - d_{dp}^4),$$

sendo,  $D_c$  o diâmetro externo do comando,  $d_c$  o diâmetro interno,  $D_{dp}$  o diâmetro externo do tubo de perfuração,  $d_{dp}$  o diâmetro interno,  $L_c$  o comprimento do comando e  $L_{dp}$  o comprimento do tubo de perfuração.



(a)



(b)

Figura 2.1 - (a) Torque resistivo em função da velocidade angular; (b) Modelo Torcional.

Valores típicos para estes parâmetros são apresentados na Tab. 2.1.

Tabela 2.1 - Valores dos Parâmetros utilizados

$J_t = 930 \text{ Nms}^2/\text{rad}$	$L_c = 200 \text{ m}$
$D_c = 0,2286 \text{ m}$	$L_{dp} = 2000 \text{ m}$
$d_c = 0,0762 \text{ m}$	$\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$
$D_{dp} = 0,1270 \text{ m}$	$G = 79,6 \times 10^9 \text{ N/m}^2$
$d_{dp} = 0,1086 \text{ m}$	

### 2.1.1. Análise da Estabilidade do Modelo Torcional

A Eq. (2.3) possui solução permanente (ou estacionária) quando a broca gira em torno do seu próprio eixo com velocidade angular constante ( $\Omega_0$ ),

$$\alpha_0 = \Omega_0 t - \frac{1}{K_i} TOB(\Omega_0), \quad (5)$$

$$\text{e } \theta_0 = \Omega_0 t - \frac{k + \kappa i}{K_i} TOB(\Omega_0). \quad (6)$$

Para verificar se a solução (2.5-2.6) é estável, faz-se a linearização das equações de movimento (2.3) na vizinhança dos pontos de equilíbrio. Ou seja, procura-se uma solução da forma  $\theta = \theta_0 + \bar{\theta}$

e  $\alpha = \alpha_0 + \bar{\alpha}$ , onde  $\bar{\theta}$  e  $\bar{\alpha}$  são considerados como perturbações infinitesimais. As seguintes equações linearizadas podem ser derivadas com respeito a  $\bar{\theta}$  e  $\bar{\alpha}$ ,

$$\begin{aligned} J_t \ddot{\bar{\alpha}} + k(\bar{\alpha} - \bar{\theta}) + \kappa_p \dot{\bar{\alpha}} + \kappa_i \bar{\alpha} &= 0 \\ J_b \ddot{\bar{\theta}} + k(\bar{\alpha} - \bar{\theta}) + \left. \frac{\partial TOB}{\partial \dot{\theta}} \right|_{\dot{\theta}=\Omega_0} &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

As equações ordinárias de segunda ordem linearizadas podem ser transformadas em um sistema de primeira ordem, fazendo:

$$\frac{d\mathbf{x}}{dt} = [\mathbf{M}]\mathbf{x}, \quad (8)$$

onde  $[\mathbf{M}]$  é uma matriz  $n \times n$  e  $\mathbf{x}$  é um vetor  $n$ -dimensional dos deslocamentos e velocidades generalizadas. A representação de  $\mathbf{x}$  pelas coordenadas poderia ser feita na forma vetorial:

$$[\mathbf{M}]\mathbf{x} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k + \kappa_i}{J_t} & \frac{k}{J_t} & -\frac{\kappa_p}{J_t} & 0 \\ \frac{k}{J_b} & -\frac{k}{J_b} & 0 & -\frac{1}{J_b} \left. \frac{\partial TOB}{\partial \dot{\theta}} \right|_{\dot{\theta}=\Omega_0} \end{pmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\alpha} \\ \bar{\theta} \\ \dot{\bar{\alpha}} \\ \dot{\bar{\theta}} \end{bmatrix}. \quad (9)$$

Se as perturbações,  $\bar{\theta}$  e  $\bar{\alpha}$ , decaem exponencialmente com o tempo, necessariamente todos os autovalores da matriz  $[\mathbf{M}]$  possuem parte real negativa. Desta forma, o critério de estabilidade da solução permanente (independente do tempo) é definido pelos autovalores da matriz  $[\mathbf{M}]$ .

Os autovalores,  $\lambda$ , correspondem às raízes da Equação:

$$\det[\mathbf{M}] - \lambda[\mathbf{I}] = 0, \quad (10)$$

onde  $[\mathbf{I}]$  é a matriz identidade ( $n \times n$ ). Representando os autovalores na forma polinomial em termos de  $\lambda$ :

$$\lambda^n + a_1 \lambda^{n-1} + \dots + a_n = 0, \quad (11)$$

todas as raízes deste polinômio têm parte real negativa se os critérios de Routh-Hurwitz [Sanchez – 1968] são satisfeitos.

A região de estabilidade pode ser observada na Fig. 2.3.

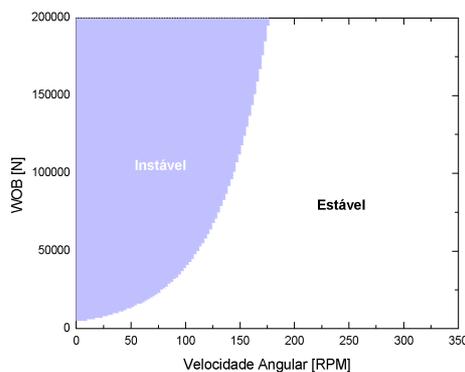


Figura 2.3- Zonas de Estabilidade.

Variando alguns parâmetros típicos do sistema, é possível modificar as zonas de estabilidade e instabilidade. Para diferentes valores dos parâmetros:  $L_{dp}$ ;  $L_c$  e  $\gamma$ , as zonas de estabilidade se modificam como mostram as Figuras 2.4 (a-d).

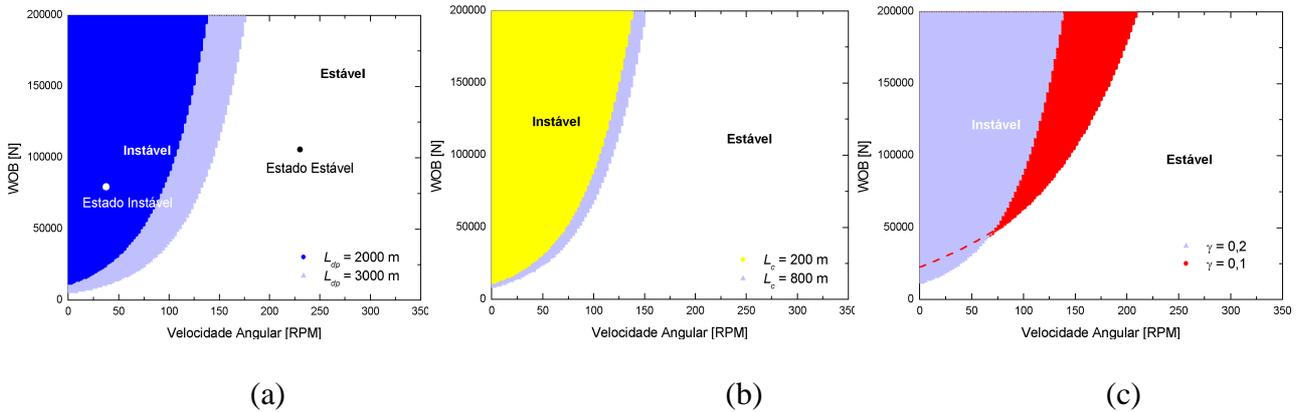


Figura 2.4- Zonas de Estabilidade: (a)  $L_{dp}$ ; (b)  $L_c$ ; (c)  $\gamma$  e (d)  $J_t$ .

Por comparação, a Fig. 2.5 mostra a simulação no domínio do tempo de uma condição estável e outra instável dos pontos mostrados na Fig. 2.4a. As simulações numéricas são obtidas utilizando-se o método *Runge-Kutta* de quarta ordem com passo fixo de 0,001 na solução da Eq. (2.3). Para a situação estável, as rotações convergem para a rotação  $\Omega_0$  prescrita. No entanto, a condição instável apresenta um comportamento auto-excitado do tipo *stick-slip*.

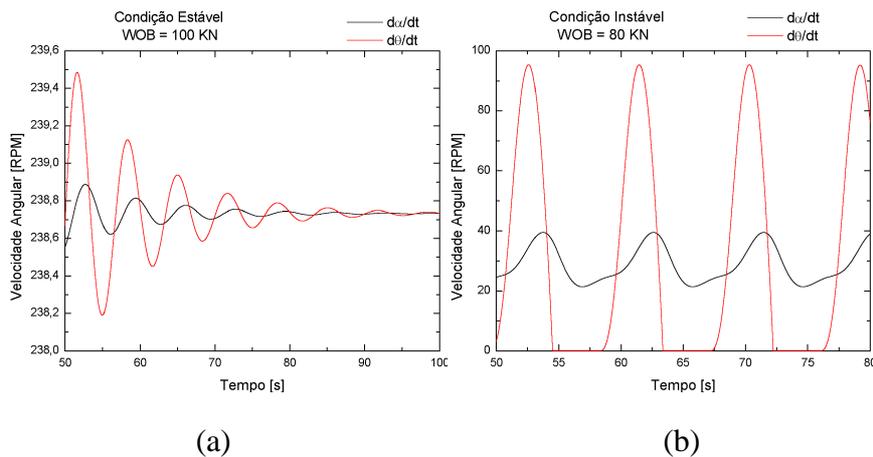


Figura 2.5- Velocidade Angular na superfície,  $\dot{\alpha}$ , e na broca,  $\dot{\theta}$ : (a) Condição Estável; (b) Condição Instável.

## 2.2. Modelo Axial

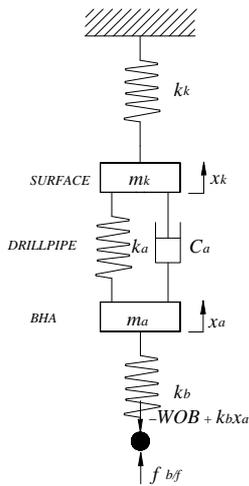
Um primeiro modelo da dinâmica axial de uma coluna de perfuração pode ser obtido assumindo-se o *BHA* rígido à vibração axial. Esta hipótese não representa, todavia, tão bem a realidade como no caso torcional, já que o comprimento de onda axial é de 975 m. No entanto, o entendimento da dinâmica axial, bem como uma análise qualitativa através da variação de parâmetros, podem ser obtidos com um modelo simplificado.

A Equação do movimento, neste caso, é descontínua caracterizada por um sistema bi-linear de dois graus de liberdade, sendo a bi-linearidade dependente da força de contato,  $F(x_a)$ :

$$F = WOB - (k_b x_a + f_{b/f}), \quad (12)$$

onde,  $WOB$  é a carga estática do peso sobre a broca,  $k_b$  é a rigidez da rocha ou formação e  $f_{b/f}$  é a excitação gerada pela interação broca/formação. A força  $F$  representa, entretanto, a força efetiva

sobre a broca. A Eq. (2.14) corresponde à equação do movimento e a Fig. 2.7 apresenta o modelo axial adotado.



$$\begin{aligned} m_k \ddot{x}_k + C_a (\dot{x}_k - \dot{x}_a) + (k_a + k_k)x_k - k_k x_a &= 0 \\ m_a \ddot{x}_a + C_a (\dot{x}_a - \dot{x}_k) + k_a x_a - k_a x_k &= a(f_{b/f} + WOB - k_b x_a) - WOB \end{aligned} \quad (13)$$

sendo,

$$\begin{cases} a = 1; & \text{para } F \geq 0 \text{ Existe Contato} \\ a = 0; & \text{para } F < 0 \text{ Não existe Contato} \end{cases} \quad (14)$$

Figure 2.7- Modelo Axial

A mola,  $k_k$ , corresponde à rigidez dos cabos de sustentação do conjunto superfície (*Traveling block, swivel e Kelly*),  $M_k$ , a massa da superfície,  $K_a$ , a rigidez axial equivalente do tubo de perfuração,  $C_a$ , o coeficiente de amortecimento axial equivalente e  $M_a$ , a massa equivalente do BHA. As propriedades do sistema equivalente podem ser expressas como:

$$k_a = \frac{E\pi(D_{dp}^2 - d_{dp}^2)}{4L_{dp}}; \quad (15)$$

$$M_a = M_{BHA} + (1/3) M_{dp};$$

sendo,

$$\begin{aligned} M_{BHA} &= \rho\pi(D_c^2 - d_c^2)L_c / 4 \\ M_{dp} &= \rho\pi(D_{dp}^2 - d_{dp}^2)L_{dp} / 4 \end{aligned} \quad (16)$$

Com relação ao amortecimento equivalente,  $C_a$ , existem duas formas de modelagem (Chen, 1995): uma independente da frequência e outra dependente da frequência. Segundo Aarrestad e co-autores (1986), o modelo dependente da frequência é mais realístico do que o modelo independente da frequência. Neste contexto, o coeficiente de amortecimento dependente da frequência é composto por dois termos:

$$C_a = \gamma_r + \gamma_v, \quad (17)$$

onde  $\gamma_r$ , é o coeficiente de amortecimento relacionado com a radiação de ondas acústicas no ambiente, devido à contração radial da coluna (*breathing effect*) e  $\gamma_v$ , o coeficiente de amortecimento relacionado com a perda de viscosidade do fluido de perfuração. Como  $\gamma_v$  é muito menor que  $\gamma_r$ , o efeito da perda de viscosidade é desprezado, assim:

$$C_a = \gamma_r. \quad (18)$$

para,

$$\gamma_r = \pi^2 v^2 r_0^2 \rho_f \Omega_0 k_\gamma \quad (19)$$

onde  $r_0$  é o raio interno do tubo de perfuração,  $\rho_f$  é a densidade do fluido,  $v$ , o coeficiente *Poisson* e  $k_\gamma$  é um coeficiente que varia entre 0 e 3 (usualmente  $k_\gamma = 2$ ).

Valores típicos para estes parâmetros são apresentados na Tab. 2.2.

Tabela 2.2- Valores dos Parâmetros utilizados

$M_t = 10288 \text{ Kg}$	$k_k = 9,6 \times 10^6 \text{ N/m}$
$D_c = 0,2286 \text{ m}$	$L_c = 200 \text{ m}$
$d_c = 0,0762 \text{ m}$	$L_{dp} = 2000 \text{ m}$
$D_{dp} = 0,1270 \text{ m}$	$\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$
$d_{dp} = 0,1086 \text{ m}$	$\rho_f = 1500 \text{ Kg/m}^3$
$v = 0.283$	$E = 2,1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$

O modelo da força de interação broca/formação ( $f_{b/f}$ ) considerado descreve a força de excitação gerada no corte por uma broca do tipo tricône. A frequência principal de excitação é geralmente um múltiplo da rotação prescrita para a coluna,  $\Omega_0$ . Para este tipo de broca, são observadas normalmente frequências de três ou seis vezes a rotação da coluna. Isto é atribuído à geração de lóbulos durante o processo de perfuração, sendo o número de lóbulos definido por um múltiplo do número de cones da broca. Durante o processo de perfuração, os lóbulos formados são destruídos e regenerados a cada trilha circular formada. Desta forma, a força de excitação gerada pela broca pode ser expressa da seguinte forma:

$$f_{b/f} = k_b \delta \sin(q \Omega_0 t), \quad (20)$$

onde,  $k_b$  é a rigidez da rocha,  $\delta$  a amplitude do perfil da superfície,  $q$  o número de cones da broca. Valores para estes parâmetros são:  $k_b = 15000 \text{ kN/m}$ ;  $\delta = 0.015 \text{ m}$  e  $q = 3$ .

### 2.2.1. Análise da Estabilidade do Modelo Axial

No caso da vibração axial, a utilização do critério da perturbação em torno do ponto de equilíbrio (utilizado para o caso da vibração torcional) fornece autovalores com parte real sempre positiva, ou seja, o sistema é sempre instável. Devido a este fato, optou-se por mapear o plano de condições iniciais, peso sobre a broca  $\times$  frequência de rotação ( $WOB/\Omega_0$ ) e, avaliar quando ocorre a perda de contato da broca,  $F < 0$ . Assim, as Eq. (2.13) são simuladas numericamente para cada condição de contorno e a solução estável é analisada.

A Figura 2.8 apresenta as zonas de estabilidade e instabilidade, utilizando os parâmetros estabelecidos *a priori*. Nesta Figura, observa-se uma zona de instabilidade em volta da frequência natural da massa equivalente  $M_a$ . Como a rigidez  $k_k$  é muito superior às outras, a frequência natural pertinente à massa  $M_k$  se encontra fora da região de operação do equipamento. Outra observação importante é que o amortecimento tem pouca influência no sistema. Chen (1995) mostra que somente a partir da terceira frequência natural, o amortecimento influencia na dinâmica do sistema. Como o *BHA* é tratado como uma simples massa, a obtenção das outras frequências naturais não é possível com este modelo.

Variando alguns parâmetros é possível modificar as zonas de estabilidade do sistema. Para diferentes valores de  $L_c$ ,  $k_b$ ,  $\delta$  as zonas de estabilidade se modificam, como mostra a Fig. 2.9.

Por comparação, a Fig. 2.10 mostra a simulação no domínio do tempo de uma condição estável e outra instável. Para a situação estável, a força efetiva na broca oscila em torno do *WOB* prescrito. Entretanto, a condição instável apresenta um comportamento conhecido como *bit-bounce*, onde a broca perde momentaneamente contato com a formação.

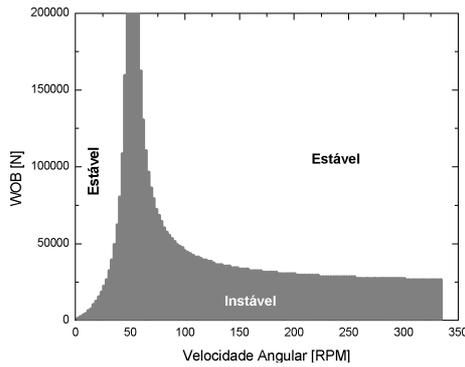


Figura 2.8- Vibração Axial - Zonas de Estabilidade.

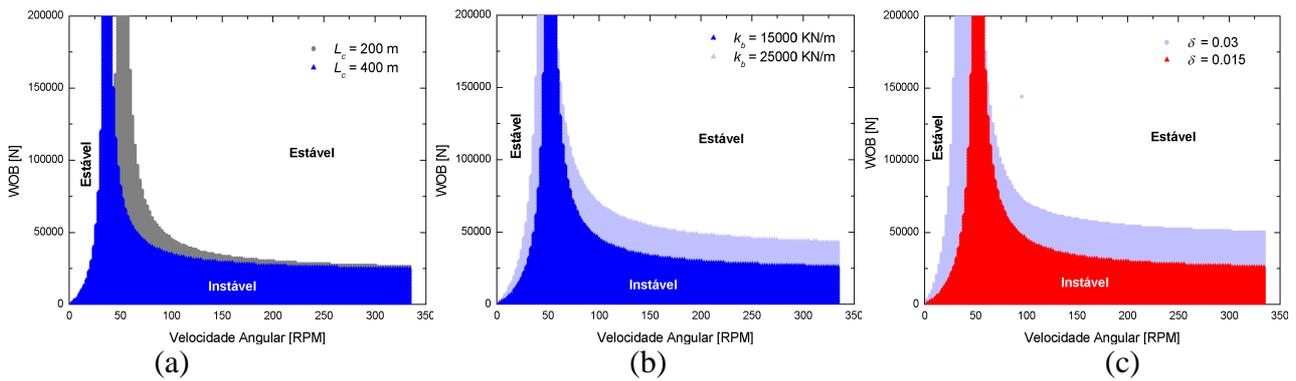


Figura 2.9- Zonas de Estabilidade variando: a)  $L_c$ ; b)  $k_b$  e c)  $\delta$ .

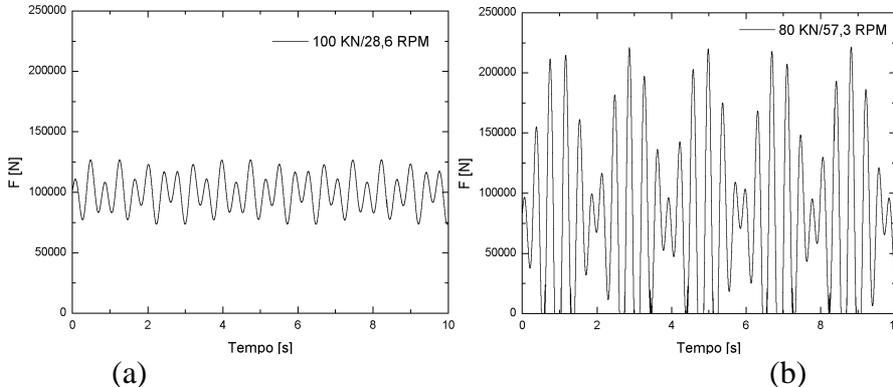


Figura 2.10 – Força de Contato entre a broca e a formação: (a) Condição Estável;(b) Condição Instável.

### 3. CONCLUSÃO

Neste trabalho são analisadas as regiões de estabilidade e instabilidade de um modelo numérico da dinâmica axial e torcional desacopladas de uma coluna de perfuração.

O modelo torcional é capaz de descrever o fenômeno *stick-slip* e as regiões de instabilidade estão de acordo com resultados da literatura. Como o comprimento de onda é muito elevado, uma variação linear entre os ângulos representa bem a realidade. O modelo axial, apresenta regiões de velocidades críticas (ressonância – *bit bounce*), de acordo com a literatura. Como a frequência axial é superior à frequência torcional (3x), o comprimento de onda é menor e, conseqüentemente, um número maior de graus de liberdade representaria melhor o modelo físico. No entanto, os resultados obtidos fornecem informações qualitativas de rotação da coluna *versus* peso sobre a broca que não podem ser aplicados durante a perfuração de um poço.

#### 4. REFERÊNCIAS

- Aarrestad, T.V., Tonnesen, H.A. & Kyllingstad, A., "Drillstring Vibration: comparison between theory and experiments on a full-scale research drilling rig", Proc. IADC/ SPE Drill Conf., Dallas, 1986, paper IADC/SPE 14760.
- Abbassian, F., Dunayevsky, V.A., "Application of Stability Approach to Torsional and Lateral Bit Dynamics", SPE Drilling & Completion, 1998, June, 99-107.
- Brett, J.F., "The Genesis of Torsional Drillstring Vibration", SPE Drilling Engineering, 1992, September, 168-174.
- Challmel, N., "Rock Destruction Effect on the Stability of a Drilling Structure, J. of Sound and Vibration, 2000, 233(2), pp 235-254.
- Chen, S., "Linear and Nonlinear Dynamics of Drillstrings", PhD Thesis, Université de Liège, Faculté des Sciences Appliquées, 1995.
- Dykstra, M.W., "Nonlinear Drillstring Dynamics", PhD Thesis, The University of Tulsa, Dep. Of Petroleum Eng, 1996.
- Pavone, D.R., "Application of High Sampling Rate Downhole Measurements for Analysis and Cure of Stick-slip in Drilling, SPE 28324, 1994, pp 335-345.
- Tucker, R.W., Wang, C., "An Integrated Model for Drill-String Dynamics", J. of Sound and Vibration, 1999, 224 (1), 123-165.
- Yigit, A.S., Christoforou, A.P., "Coupled and Bending Vibration of Drillstrings Subject to Impact with Friction", J. of Sound and Vibration, 1998, 215 (1), pp167-181.

#### **TITLE: ZONES OF STABILITY TO AXIAL AND TORSIONAL DRILLSTRING DYNAMICS**

***Abstract.** The current failures in perforation of an oil and gas well have historically been attributed to drillstring vibrations. These vibrations result of the combination of three different modes: axial, torsional and lateral. When the vibrations become severe (resonance) "dysfunctions " develop which can lead to rapid component fatigue. These "dysfunctions" are associated to each type of vibration of the column, or more frequently, to a combination of those three basic modes. In this context, this work has as objective to identify zones of stability and instability of the representation plan, whitch relates the rotation of the column and the weight on the drillsting (WOB). Therefore, two models that describe the axial and torsional dynamics of the drillstring are analyzed. The results show qualitative information of rotation of the column versus WOB that can be applied during the drilling.*

***Keywords.** Drillstring, stability approach, torsional vibration, axial vibration*