UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

Cristiano Eduardo Agostini

Modelagem da Dinâmica e Análise de Vibrações
de Colunas de Perfuração de Poços de Petróleo em
Operações de Backreaming

São Carlos, SP

2015

Cristiano Eduardo Agostini

Modelagem da Dinâmica e Análise de Vibrações de Colunas de Perfuração de Poços de Petróleo em Operações de Backreaming

Tese apresentada à Escola de Engenharia
de São Carlos, da Universidade de São
Paulo, como parte dos requisitos para
obtenção do título de Doutor em
Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Dinâmica de
Máquinas e Sistemas.

ESTE EXEMPLAR TRATA-SE DA
VERSÃO CORRIGIDA. A VERSÃO
ORIGINAL ENCONTRA-SE
DISPONÍVEL JUNTO AO
DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DA
EESC-USP.

Orientador:

Prof. Dr. Rodrigo Nicoletti

São Carlos, SP

2015

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

A275m Agostini, Cristiano Eduardo
Modelagem da dinâmica e análise de vibrações de
colunas de perfuração de poços de petróleo em operações
de backreaming / Cristiano Eduardo Agostini; orientador
Rodrigo Nicoletti. São Carlos, 2015.

Tese (Doutorado) - Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Dinâmica
de Máquinas e Sistemas -- Escola de Engenharia de São
Carlos da Universidade de São Paulo, 2015.

1. Dinâmica de rotores. 2. Vibrações. 3. Poços de
Petróleo. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **CRISTIANO EDUARDO AGOSTINI**.

Título da tese: "Modelagem da dinâmica e análise de vibrações de colunas de perfuração de poços de petróleo em operações de Backreaming".

Data da defesa: 02/06/2015

Comissão Julgadora:

Resultado:

Prof. Associado **Rodrigo Nicoletti**
(Orientador)
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Aprovado

Prof. Associado **Marcelo Areias Trindade**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

APROVADO

Prof. Dr. **Flávio Yukio Watanabe**
(Universidade Federal de São Carlos/UFSCar)

APROVADO

Prof. Associado **Robson Pederiva**
(Universidade Estadual de Campinas/UNICAMP)

APROVADO

Dr. **João Carlos Ribeiro Plácido**
(Petróleo Brasileiro S.A./Petrobras)

APROVADO

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:
Prof. Associado **Gherhardt Ribatski**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Associado **Paulo César Lima Seganline**

Aos meus filhos Bruno e Eduardo

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. **Rodrigo Nicoletti** pela confiança, amizade e orientação neste trabalho, além da paciência e atenção para que este trabalho se concretizasse.

Aos funcionários do Laboratório de Dinâmica (LABDIN) pela dedicação e auxílio na construção da bancada de testes.

À PETROBRAS pelas informações fornecidas para a realização deste trabalho, principalmente aos Gerentes **Luiz Felipe Carneiro** e **Danilo Signorini Gozzi**, pelo apoio e incentivo acadêmico.

À FAPESP pelo apoio financeiro na construção da bancada de testes.

Aos meus pais, **Aparecido Antonio Agostini (TIM)** e **Regina I. Bravi Agostini**, por sempre acreditaram em meus estudos.

À minha esposa **Adriana S. Lockmann Agostini** pelo amor e companheirismo, sempre presente nos momentos mais difíceis.

***“Falta de tempo é desculpa daqueles que
perdem tempo por falta de métodos.”***

- Albert Einstein -

Resumo

Agostini, C.E. **Modelagem da Dinâmica e Análise de Vibrações de Colunas de Perfuração de Poços de Petróleo em Operações de Backreaming**. 2015. 278 p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2015.

Vibrações em coluna de perfuração de poços de petróleo têm sido extensivamente estudadas, principalmente devido aos efeitos danosos causados aos elementos da coluna. Os altos custos envolvidos nas operações têm levado cientistas e empresas a buscarem os melhores resultados, seja no projeto ou na execução do poço. Este trabalho apresenta um modelo matemático não linear para estudo de vibrações em coluna de perfuração em operações de *backreaming*, ou seja, em operações de retirada da coluna de perfuração de dentro do poço com rotação e bombeamento de fluido simultaneamente. O modelo proposto visa estudar os efeitos das vibrações laterais no conjunto de fundo da coluna, conhecido como *Bottom Hole Assembly* (BHA). Trata-se de um modelo analítico, não linear com parâmetros concentrados, onde são considerados os efeitos de amortecimento devido ao fluido de perfuração, contato entre estabilizador e comando de perfuração contra a parede do poço e rigidez torcional do tubo de perfuração, com implementação da solução numérica do sistema de equações diferenciais através da criação de uma rotina computacional em ambiente MATLAB®. Para calibração do modelo matemático proposto, foi construída uma bancada experimental, em escala com uma coluna de perfuração, simulando a condição dinâmica da coluna. Os resultados mostram boa correlação entre o modelo matemático, bancada experimental e dados reais de campo. Análises paramétricas foram realizadas para estudo da influência do movimento de precessão, aceleração lateral e dano acumulado na coluna. Um modelo probabilístico foi proposto para estudo das vibrações da coluna em conjunto com o modelo matemático ajustado experimentalmente. O trabalho discute os resultados estatísticos para análise de vibração da coluna utilizando o método de Monte Carlo, considerando as incertezas no diâmetro do poço e coeficiente de atrito. Os resultados mostram que a aceleração lateral é menor em poços com diâmetro próximo ao da broca e com baixo coeficiente de atrito, além de não sofrerem influência significativa devido à velocidade de *backreaming*. Para poços com maior incerteza no diâmetro do poço e elevada velocidade de rotação da coluna, observou-se maiores valores de aceleração lateral.

Palavras Chave: Dinâmica de rotores, vibrações, poços de petróleo.

Abstract

Agostini, C.E. **Dynamic Modeling and Vibration Analysis of Oilwell Drillstring during Backreaming Operations**. 2015. 278 p. Thesis (Doctorate) – São Carlos Engineering School, University of São Paulo, São Carlos, 2015.

Oil well drill string vibrations have been studied extensively throughout the world, mainly due to the highly damaging effects caused by these vibrations in the drill string elements. The high costs involved in the operations have led scientists and companies to seek the best results, whether in wellbore project or during real time construction. This thesis presents a non-linear mathematical model for drill string vibrations analysis during backreaming operations, that is, pulling out drill string with pumping and rotation simultaneously. The model proposed aims to study the effects of lateral vibrations on the lower portion of the drill string, commonly known as Bottom Hole Assembly (BHA). The modeling approach is based on analytical, nonlinear and lumped parameters, which considers the effects of drilling fluid damping, stabilizer and drill collar contact with the borehole wall and drill pipe torsional stiffness, with MATLAB® numerical routine implementation to solve the system of differential equations. To setup of the proposed mathematical model, an experimental test rig was built in scale with a real drill string, simulating the dynamic condition of the drill string. The results show good correlation between the mathematical model, experimental test rig and real field data. Parametric analysis were performed to study the influence of backward whirl, lateral acceleration and accumulated damage in the drill string. A probabilistic model was proposed for the study of drill string vibrations with mathematical model experimentally calibrated. The work discusses the statistical results for the drill string vibration using Monte Carlo approach, considering the uncertainties in borehole diameter and friction coefficient. The results show that the lateral acceleration is smaller in borehole diameter closer to the drill bit diameter with low friction coefficient, besides not being significant influence due to the backreaming speed. For wellbore with greater uncertainty in the borehole diameter and for drill string with high speed rotation, a higher lateral acceleration value was observed.

Key words: Rotor Dynamics, vibration, petroleum wellbore.

Sumário

Lista de Tabelas	xix
-------------------------------	------------

Lista de Figuras	xxi
-------------------------------	------------

Nomenclatura.....	xxxiii
--------------------------	---------------

1 Introdução	1
------------------------------	----------

1.1 Motivação do Trabalho.....	1
-----------------------------------	---

1.2 Contribuição do Trabalho na Área	6
---	---

1.3 Organização do Trabalho.....	7
-------------------------------------	---

2 Revisão Bibliográfica.....	11
--	-----------

2.1 Construção de Poços de Petróleo Offshore	11
---	----

2.2 Operação de <i>Backreaming</i> na Perfuração de Poços	20
--	----

2.3 Vibrações em Colunas de Perfuração	24
---	----

2.4 Modelos Matemáticos de Vibrações em Colunas.....	26
---	----

2.5 Incertezas nas Vibrações em Colunas de Perfuração	32
--	----

2.5.1 Processos Estocásticos em Vibrações de Colunas.....	33
--	----

2.6 Conclusão	35
------------------------	----

3 Modelagem Matemática do Sistema Dinâmico.....	37
---	-----------

3.1 Características Gerais do Modelo.....	37
--	----

3.2 Modelo Dinâmico por Parâmetros Concentrados.....	38
---	----

3.2.1	Força de Inércia	43
3.2.2	Força de Amortecimento (Fluido de Perfuração)	45
3.2.3	Força de Restauração (Contato Estabilizador – Poço)	45
3.2.4	Força de Restauração (Contato Comando - Poço).....	48
3.2.5	Força de Contato Axial devido ao Movimento da Coluna	49
3.2.6	Momentos Aplicados na Coluna	52
3.2.7	Equações Globais	53
3.3	Algoritmo de Simulação Numérica	59
3.4	Comparação do Modelo Matemático com a Literatura	62
3.4.1	Simulações Numéricas	62
4	Bancada Experimental e Ajustes de Parâmetros	71
4.1	Descrição da Bancada Experimental	71
4.2	Análise Dimensional e Projeto da Bancada.....	79
4.3	Ajustes de Parâmetros do Modelo Matemático	83
4.3.1	Calibração Utilizando Água	83
4.3.2	Calibração Utilizando Fluido de Perfuração	93
4.4	Discussão dos Resultados	99
5	Análise Numérico-Experimental.....	105
5.1	Estudo sobre o Modo de Precessão Retrógrada	105
5.2	Comparação entre Modelo Matemático e Experimento	112
5.2.1	Análise em Regime Estacionário.....	113
5.2.2	Análise da Aceleração Lateral	114
5.2.3	Análise da Deflexão Lateral	119
5.2.4	Análise da Velocidade de Precessão Retrógrada.....	124

5.3	Comparação entre Modelo Matemático e Resultados Reais de Campo.....	129
5.3.1	Análise da Aceleração Lateral sem Movimento Axial.....	132
5.3.2	Análise da Aceleração Lateral em <i>Backreaming</i>	136
5.4	Discussão dos Resultados.....	141
6	Análise Paramétrica do Sistema.....	145
6.1	Efeito da Excentricidade de Massa.....	145
6.2	Análise da Aceleração Lateral.....	149
6.3	Análise da Fadiga na Coluna de Perfuração.....	159
6.4	Discussão dos Resultados.....	168
7	Análise Estocástica	171
7.1	Modelagem Probabilística	171
7.1.1	Variável Aleatória.....	172
7.1.2	Princípio da Máxima Entropia.....	174
7.1.3	Parâmetros com Incerteza no Modelo Dinâmico Proposto	175
7.1.4	Determinação de Modelos Probabilísticos	178
7.2	Simulações Estocásticas	182
7.2.1	Metodologia.....	182
7.2.2	Solução do Sistema Estocástico	185
7.2.3	Resultados Numéricos	189
7.2.4	Análise Comparativa entre Cenários	201
7.3	Discussão dos Resultados.....	203
8	Conclusão	205
8.1	Sugestões para Trabalhos Futuros	207

Referências	209
Apêndice A – Equações Parâmetros Concentrados	219
Apêndice B – Coeficiente de Restituição	223
Apêndice C – Dados de Campo para Bancada	225
Apêndice D – Distribuições de Probabilidade.....	227
Apêndice E – Cálculo do Dano Acumulado	231
Apêndice F – Calibração dos Sensores	235

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 – Parâmetros de simulação do modelo com 2 graus de liberdade (JANSEN, 1993).	63
Tabela 3.2 – Parâmetros de simulação com 3 graus de liberdade (YIGIT; CHRISTOFOROU, 1998).	67
Tabela 4.1 – Lista dos principais materiais e equipamentos utilizados na bancada experimental.	74
Tabela 4.2 – Principais características geométricas da bancada de testes.	79
Tabela 4.3 - Parâmetros físicos e geométricos e máximas condições de operação para a bancada de testes.	79
Tabela 4.4 – Descrição de variáveis utilizadas no método de Buckingham π	80
Tabela 4.5 – Comparativo com características físicas e geométricas entre bancada experimental e dados reais de campo.	82
Tabela 4.6 – Comparativos da frequência natural amortecida do eixo da bancada de testes (em Hz).	86
Tabela 4.7 – Dados para calibração do modelo matemático com eixo imerso em água.	88
Tabela 4.8 – Velocidade de rotação experimental e torque estimado pelo método da potência elétrica.	89
Tabela 4.9 – Propriedades do fluido de perfuração obtidas em laboratório de uma sonda de perfuração.	94
Tabela 4.10 – Formulação química do fluido de perfuração.	94
Tabela 4.11 - Propriedades do fluido de perfuração diluído obtidas em laboratório.	96
Tabela 4.12 – Dados para calibração do modelo matemático com eixo imerso em água.	97
Tabela 5.1 – Dados geométricos da coluna e fluido de perfuração utilizado no campo para simulação numérica.	131
Tabela 5.2 – Dados geométricos dos estabilizadores da coluna de perfuração do campo utilizada para simulação numérica.	132
Tabela 5.3 – Resultados obtidos no campo com a coluna de perfuração em estudo com velocidade de rotação de 60 e 80 rpm com coluna sem movimento axial.	133

Tabela 5.4 – Dados e resultados obtidos no campo com a coluna de perfuração em estudo com velocidade de rotação de 60 rpm e coluna em <i>backreaming</i>	137
Tabela 5.5 – Dados e resultados obtidos no campo com a coluna de perfuração em estudo com velocidade de rotação de 80 rpm e coluna em <i>backreaming</i> de 0,12 m/s.	140
Tabela 6.1 – Resultados obtidos para avaliação da estabilidade e direção da precessão da coluna de perfuração em função da relação entre excentricidade de massa e folga entre estabilizador e parede do poço com $\mu_{stb}=0,01$	146
Tabela 6.2 – Resultados obtidos para avaliação da estabilidade e direção da precessão da coluna de perfuração em função da relação entre excentricidade de massa e folga entre estabilizador e parede do poço com $\mu_{stb}=0,10$	149
Tabela 6.3 – Coeficientes utilizados para simular impacto da coluna contra a parede do poço.	149
Tabela 6.4 – Avaliação do risco de falha devido aos efeitos da aceleração lateral no BHA (SCHLUMBERGER, 2014).....	150
Tabela 7.1 – Variáveis aleatórias para modelagem estocástica.....	178
Tabela 7.2 – Valores de coeficientes de fricção médios obtidos através de retroalimentação em softwares de análise de torque e arraste (Adaptado GAYNOR et al., 2001).....	181
Tabela 7.3 – Cenários para simulação estocástica contendo parâmetros e modelos probabilísticos.....	184
Tabela 7.4 – Cenários para simulação estocástica contendo tipo de fluido e característica do poço.	185
Tabela C1 – Dados físicos e geométricos da coluna de perfuração para projeto da bancada experimental.	225
Tabela C2 – Dados do poço e relações com a coluna de perfuração para projeto da bancada experimental.	226

Lista de Figuras

Figura 1.1 - Esquema poço de petróleo e coluna de perfuração (LEINE et al., 2002).....	1
Figura 1.2 - Dados em tempo real de choques em colunas (YARIM et al., 2010).....	3
Figura 2.1 – Esquema com fases do poço na etapa de perfuração.	13
Figura 2.2 – Esquema de poço produtor na Bacia de Campos (Fonte: Petrobras).	15
Figura 2.3 – Broca tricônica (PLÁCIDO; PINHO, 2009).....	16
Figura 2.4 – Broca tipo PDC (PLÁCIDO; PINHO, 2009).....	16
Figura 2.5 – Broca tipo Impregnada (PLÁCIDO; PINHO, 2009).	17
Figura 2.6 – Estabilizador tipo integral (SMITH, 1996).	17
Figura 2.7 – Comando de perfuração (THOMAS et al., 2001).	18
Figura 2.8 – Tubo de perfuração pesado (THOMAS et al., 2001).	18
Figura 2.9 – Tubo de perfuração (THOMAS et al., 2001).	18
Figura 2.10 – Sistema de elevação contendo top drive.	19
Figura 2.11 – Desenho esquemático de coluna de perfuração em <i>backreaming</i> (YARIM et al., 2007).....	21
Figura 2.12 – Tela de acompanhamento em tempo real de <i>backreaming</i> (YARIM et al., 2007).....	23
Figura 2.13 – Modos de vibrações em colunas de perfuração (BASHMAL, 2004).	25
Figura 2.14 – Tipos de vibrações em colunas de perfuração (ALAMO, 2003).	26
Figura 2.15 – Modelo utilizado por Shyu (1989).	27
Figura 2.16 – Esquema coluna utilizado por Christoforou e Yigit (1997).	28
Figura 2.17 – Seção A-A para o modelo de Christoforou e Yigit (1997).	28
Figura 2.18 – Modelo 3D com BHASYS ® (SCHMALHORST; NEUBERT, 2003)...	29
Figura 2.19 – Modelo utilizado por Hakimi e Moradi (2010).....	31
Figura 3.1 – Esquema da coluna e seção A-A para vibrações laterais.	39

Figura 3.2 – Características geométricas do poço, comando e estabilizador utilizadas para modelagem.....	40
Figura 3.3 – Sistema de referência inercial utilizado na modelagem matemática da coluna	41
Figura 3.4 – Sistemas de referência inercial e rotativo.....	41
Figura 3.5 – Ilustração da deformação angular devido à torção em uma coluna de perfuração.	42
Figura 3.6 – Representação das forças atuantes na coluna de perfuração.....	43
Figura 3.7 – Força de restauração devido ao contato do estabilizador e relações geométricas.....	46
Figura 3.8 – Representação de velocidades relativas eixo rotativo e parede do poço....	49
Figura 3.9 – Velocidade relativa devido à velocidade de retirada e velocidade de rotação.	50
Figura 3.10 – Forças laterais de contato durante a retirada da coluna.....	51
Figura 3.11 – Relação entre torque e variação da força de arrasto devido ao movimento axial da coluna.	53
Figura 3.12 – Fluxograma para simulação numérica.	60
Figura 3.13 – Deflexão radial do comando em função do tempo adimensional para $\eta = 0,80$ para (a) Jansen (1993) e (b) Modelo proposto.....	64
Figura 3.14 – Órbita em coordenadas fixas do CG do comando e precessão direta para $\eta = 0,80$ para (a) Jansen (1993) e (b) Modelo proposto.....	64
Figura 3.15 – Órbita em coordenadas rotativas do CG do comando e precessão direta para $\eta = 0,80$ para (a) Jansen (1993) e (b) Modelo proposto.....	65
Figura 3.16 – Órbita em coordenadas fixas do CG do comando e precessão retrógrada para $\eta = 0,55$ para (a) Jansen (1993) e (b) Modelo proposto.....	65
Figura 3.17 – Velocidade do CG do comando exibindo a precessão retrógrada para $\eta = 0,55$ para (a) Jansen (1993) e (b) Modelo proposto.....	66
Figura 3.18 – Deslocamento radial do comando com modelo de 3 graus de liberdade para $\eta = 1,15$ para (a) Yigit e Christoforou (1998) e (b) Modelo proposto. Linha contínua com efeito de torção e linha tracejada sem efeito da torção.	68
Figura 4.1 – Desenho esquemático geral da bancada de testes.	71
Figura 4.2 – Desenho esquemático detalhado da bancada de testes.....	72
Figura 4.3 – Bancada experimental construída.	73

Figura 4.4 – Acoplamento flexível tipo KAISHIN-ZG-6 (modelo para rigidez torcional do tubo de perfuração).....	75
Figura 4.5 – Montagem do apoio do eixo com inércia e rigidez equivalentes do BHA e do <i>drill pipe</i>	75
Figura 4.6 – Bancada com guia linear e sensores.....	76
Figura 4.7 – Disposição dos sensores de proximidade para leitura da órbita do eixo rotativo.....	77
Figura 4.8 – Estabilizador em escala usinado para utilização na bancada de testes.....	78
Figura 4.9 – Magnitude da FFT do ensaio experimental para obtenção da frequência natural amortecida do eixo da bancada experimental.....	84
Figura 4.10 – Esquema para modelagem com elemento de barra no Ansys® (em mm).	84
Figura 4.11 – Resultado obtido via Ansys do primeiro modo do eixo da bancada experimental (45,3 Hz).	85
Figura 4.12 – Resultado obtido via Ansys do segundo modo do eixo da bancada experimental (70,7 Hz).	85
Figura 4.13 – Resultado obtido via Ansys do terceiro modo do eixo da bancada experimental (180,2 Hz).	85
Figura 4.14 – Órbitas para análise da frequência natural do eixo imerso em água, (A) com velocidade de rotação de 25 Hz, (B) com velocidade de rotação de 40 Hz e (C) com velocidade de rotação de 48 Hz.	87
Figura 4.15 – Trecho do registro de uma planilha de perfuração de um poço marítimo na Bacia de Campos (PETROBRAS, 2012).	90
Figura 4.16 – Gráfico para obtenção do coeficiente de massa adicional (WAMBSGANSS et al., 1974).....	91
Figura 4.17 – Variação do coeficiente de massa adicional para eixo imerso em água com coluna parada em função da velocidade de rotação para ajuste do modelo matemático.	92
Figura 4.18 – Variação do coeficiente de arrasto para eixo imerso em água com coluna parada em função da velocidade de rotação para ajuste do modelo matemático.	92
Figura 4.19 – Variação do coeficiente de rigidez à flexão do comando em função da velocidade de rotação da coluna para velocidade axial nula, 0,10 m/s, 0,12 m/s e 0,16 m/s com eixo imerso em água.	93
Figura 4.20 – Velocidade de precessão adimensional experimental contendo várias velocidades de rotação do eixo para fluido de perfuração com massa específica de 1105 kg/m ³	95

Figura 4.21 – Órbitas ensaio experimental do eixo rotativo imerso em fluido de perfuração com tubo parado, (A) com velocidade de rotação de 40 Hz, (B) com velocidade de rotação de 41 Hz e (C) com velocidade de rotação de 49 Hz.....	97
Figura 4.22 – Variação do coeficiente de massa adicional para eixo imerso em fluido de perfuração em função da velocidade de rotação para ajuste do modelo matemático.....	98
Figura 4.23 – Variação do coeficiente de arrasto para eixo imerso em fluido de perfuração em função de velocidade de rotação para ajuste do modelo matemático.....	98
Figura 4.24 – Variação da rigidez à flexão do comando em função da velocidade de rotação para velocidade axial nula, 0,10 m/s, 0,12 m/s e 0,16 m/s com eixo imerso em fluido de perfuração.....	99
Figura 4.25 – Perfil de velocidade do fluido em contato com o eixo rotativo (CHILDS, 2011).....	101
Figura 4.26 – Perfil de velocidades do fluido em contato com o eixo rotativo e simultaneamente com movimento axial (CHILDS, 2011).....	101
Figura 4.27 – Comparação da variação da rigidez à flexão do comando em função da velocidade de rotação para velocidade axial de 0,10 m/s, 0,12 m/s e 0,16 m/s com eixo imerso em água e fluido de perfuração.....	103
Figura 5.1 – Velocidade precessão adimensional em ensaio experimental com eixo imerso em água com 1314 rpm.....	106
Figura 5.2 – Órbita adimensional para ensaio experimental com eixo imerso em água com 1314 rpm.....	107
Figura 5.3 – Relação entre forças de fricção do estabilizador obtidos pelo modelo matemático considerando fluido de perfuração.....	108
Figura 5.4 – Força radial de restauração no eixo devido ao contato do estabilizador com a parede do poço obtidos pelo modelo matemático considerando fluido de perfuração.	108
Figura 5.5 – Força tangencial de restauração no eixo devido ao contato do estabilizador com a parede do poço obtidos pelo modelo matemático considerando fluido de perfuração.	109
Figura 5.6 – Fator de precessão para resultados experimentais com fluido de perfuração.	110
Figura 5.7 – Velocidade tangencial de escorregamento para resultados experimentais com fluido de perfuração.....	111
Figura 5.8 – Fator de precessão para resultados experimentais com água.....	111
Figura 5.9 – Velocidade tangencial de escorregamento para resultados experimentais com água.....	112

Figura 5.10 – Resposta do modelo matemático para várias condições iniciais com velocidade de rotação fixa e coluna parada para análise do período de regime estacionário.....	113
Figura 5.11 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para aceleração lateral radial em eixo imerso em água com coluna sem movimento axial.	114
Figura 5.12 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para aceleração lateral radial em eixo imerso em água com coluna em movimento axial de 0,10 m/s.....	115
Figura 5.13 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para aceleração lateral radial em eixo imerso em água com coluna em movimento axial de 0,12 m/s.....	115
Figura 5.14 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para aceleração lateral radial em eixo imerso em água com coluna em movimento axial de 0,16 m/s.....	116
Figura 5.15 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para aceleração lateral radial em eixo imerso em fluido de perfuração com coluna sem movimento axial.	117
Figura 5.16 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para aceleração lateral radial em eixo imerso em fluido de perfuração com coluna em movimento axial de 0,10 m/s.	117
Figura 5.17 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para aceleração lateral radial em eixo imerso em fluido de perfuração com coluna em movimento axial de 0,12 m/s.	118
Figura 5.18 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para aceleração lateral radial em eixo imerso em fluido de perfuração com coluna em movimento axial de 0,16 m/s.	118
Figura 5.19 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para deflexão radial adimensional do eixo rotativo com água com coluna sem movimento axial.....	120
Figura 5.20 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para deflexão radial adimensional do eixo rotativo com água em coluna movimento axial de 0,10 m/s.....	120
Figura 5.21 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para deflexão radial adimensional do eixo rotativo com água em coluna com movimento axial de 0,12 m/s.....	121
Figura 5.22 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para deflexão radial adimensional do eixo rotativo com água em coluna com movimento axial de 0,16 m/s.....	121

Figura 5.23 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para deflexão radial adimensional do eixo rotativo com fluido de perfuração com coluna sem movimento axial.	122
Figura 5.24 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para deflexão radial adimensional do eixo rotativo com fluido de perfuração em coluna com movimento axial de 0,10 m/s.	122
Figura 5.25 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para deflexão radial adimensional do eixo rotativo com fluido de perfuração em coluna com movimento axial de 0,12 m/s.	123
Figura 5.26 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para deflexão radial adimensional do eixo rotativo com fluido de perfuração em coluna com movimento axial de 0,16 m/s.	123
Figura 5.27 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para velocidade de precessão retrógrada adimensional RMS do eixo rotativo com água e com coluna sem movimento axial.	125
Figura 5.28 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para velocidade de precessão retrógrada adimensional RMS do eixo rotativo com água e com coluna em movimento axial de 0,10 m/s.	125
Figura 5.29 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para velocidade de precessão retrógrada adimensional RMS do eixo rotativo com água e com coluna em movimento axial de 0,12 m/s.	126
Figura 5.30 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para velocidade de precessão retrógrada adimensional RMS do eixo rotativo com água e com coluna em movimento axial de 0,16 m/s.	126
Figura 5.31 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para velocidade de precessão retrógrada adimensional RMS do eixo rotativo com fluido de perfuração sem movimento axial da coluna.	127
Figura 5.32 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para velocidade de precessão retrógrada adimensional RMS do eixo rotativo com fluido de perfuração com coluna em movimento axial de 0,10 m/s.	127
Figura 5.33 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para velocidade de precessão retrógrada adimensional RMS do eixo rotativo com fluido de perfuração com coluna em movimento axial de 0,12 m/s.	128
Figura 5.34 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para velocidade de precessão retrógrada adimensional RMS do eixo rotativo com fluido de perfuração com coluna em movimento axial de 0,16 m/s.	128
Figura 5.35 – Disposição do acelerômetro triaxial embutido no BHA (SCHLUMBERGER, 2014).	130

Figura 5.36 – Coluna de perfuração utilizada no campo para validação do modelo matemático.....	131
Figura 5.37 – Simulação numérica da aceleração lateral utilizando dados de campo com velocidade de rotação de 60 rpm e sem movimento axial (Teste 1).....	134
Figura 5.38 – Simulação da órbita do elemento tubular com velocidade de rotação de 60 rpm com coluna sem movimento axial (Teste 1).	134
Figura 5.39 – Simulação numérica da aceleração lateral utilizando dados do campo com velocidade de rotação de 80 rpm e sem movimento axial (Teste 2).....	135
Figura 5.40 – Simulação da órbita do elemento tubular com velocidade de rotação de 80 rpm com coluna sem movimento axial (Teste 2).	136
Figura 5.41 – Simulação numérica da aceleração lateral utilizado dados do campo com velocidade de rotação de 60 rpm e movimento axial de 0,05 m/s (Teste 3).	138
Figura 5.42 – Simulação numérica da aceleração lateral utilizado dados do campo com velocidade de rotação de 60 rpm e movimento axial de 0,08 m/s (Teste 4).	139
Figura 5.43 – Simulação numérica da aceleração lateral utilizado dados do campo com velocidade de rotação de 60 rpm e movimento axial de 0,12 m/s (Teste 5).	139
Figura 5.44 – Simulação numérica da aceleração lateral utilizado dados do campo com velocidade de rotação de 80 rpm e movimento axial de 0,12 m/s (Teste 6).	141
Figura 6.1 – Velocidade de precessão instável com velocidade rotação de 140 rpm e velocidade axial de 0,10 m/s e $\mu stb=0,01$, conforme dados do Cenário 1.	147
Figura 6.2 – Velocidade de precessão instável com velocidade rotação de 140 rpm e velocidade axial de 0,10 m/s e $\mu stb=0,01$, conforme dados do Cenário 5.	147
Figura 6.3 – Velocidade de precessão instável com velocidade rotação de 140 rpm e velocidade axial de 0,10 m/s e $\mu stb=0,15$, conforme dados do Cenário 5.	148
Figura 6.4 – Aceleração lateral RMS para poço de 16", $\mu stb=0,1$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	151
Figura 6.5 – Aceleração lateral RMS para poço de 16" , $\mu stb=0,2$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	151
Figura 6.6 – Aceleração lateral RMS para poço de 16" , $\mu stb=0,3$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	152
Figura 6.7 – Aceleração lateral RMS para poço de 16" , $\mu stb=0,1$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	152
Figura 6.8 – Aceleração lateral RMS para poço de 16" , $\mu stb=0,2$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	153

Figura 6.9 – Aceleração lateral RMS para poço de 16” , $\mu_{stb}=0,3$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	153
Figura 6.10 – Aceleração lateral RMS para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 16''$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	154
Figura 6.11 – Aceleração lateral RMS para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 17''$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	155
Figura 6.12 – Aceleração lateral RMS para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 18''$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	155
Figura 6.13 – Aceleração lateral RMS para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 16''$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	156
Figura 6.14 – Aceleração lateral RMS para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 17''$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	157
Figura 6.15 – Aceleração lateral RMS para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 18''$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	157
Figura 6.16 – Pico da aceleração lateral para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 17''$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	158
Figura 6.17 – Pico da aceleração lateral para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 18''$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	158
Figura 6.18 – Dano acumulado para poço de 16” , $\mu_{stb}=0,1$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	161
Figura 6.19 – Dano acumulado para poço de 16” , $\mu_{stb}=0,2$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	161
Figura 6.20 – Dano acumulado para poço de 16” , $\mu_{stb}=0,3$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	162
Figura 6.21 – Dano acumulado para poço de 16” , $\mu_{stb}=0,1$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	163
Figura 6.22 – Dano acumulado para poço de 16” , $\mu_{stb}=0,2$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	163
Figura 6.23 – Dano acumulado para poço de 16” , $\mu_{stb}=0,3$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.	164

Figura 6.24 – Dano acumulado para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 16''$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s...	165
Figura 6.25 – Dano acumulado para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 17''$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s...	165
Figura 6.26 – Dano acumulado para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 18''$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s...	166
Figura 6.27 – Dano acumulado para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 16''$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s...	167
Figura 6.28 – Dano acumulado para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 17''$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s...	167
Figura 6.29 – Dano acumulado para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 18''$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s...	168
Figura 7.1 – Ilustração do esquema de solução para problemas com incertezas (Modificado de Soize, 2000).	172
Figura 7.2 – Gráfico da função distribuição cumulativa de uma variável aleatória contínua X	173
Figura 7.3 – Registro do diâmetro de um poço perfurado na Bacia de Campos (PETROBRAS, 2012).	176
Figura 7.4 – Variação nas vibrações da coluna de perfuração devido à mudança na litologia (JARDINE; MALONE; SHEPPARD, 1994).	177
Figura 7.5 – Imagem obtida em um poço na América do Sul exibindo espiralamento (GAYNOR et al. 2001).	180
Figura 7.6 – Exemplo de função distribuição normal e distribuição truncada (Mathworks Matlab®).	186
Figura 7.7 – Histograma para função de distribuição de probabilidades exponencial truncada para diâmetro do poço com média 16,8".	187
Figura 7.8 – Histograma para função de distribuição de probabilidades normal para coeficiente de fricção com média 0,18 e desvio padrão 0,01.	188
Figura 7.9 – Curva típica de convergência para função média quadrática.	190
Figura 7.10 – Convenção para apresentação dos resultados estocásticos.	190
Figura 7.11 – Aceleração lateral RMS 30 s estocástica para cenário 1 com velocidade de movimento axial de 0,10 m/s.	191
Figura 7.12 – Aceleração lateral RMS 30 s estocástica para cenário 1 com velocidade de movimento axial de 0,16 m/s.	191

Figura 7.13 – Pico de aceleração lateral estocástica para cenário 1 com velocidade de movimento axial de 0,10 m/s.....	192
Figura 7.14 – Pico de aceleração lateral estocástica para cenário 1 com velocidade de movimento axial de 0,16 m/s.....	192
Figura 7.15 – Aceleração lateral RMS 30 s estocástica para cenário 2 com velocidade de movimento axial de 0,10 m/s.....	193
Figura 7.16 – Aceleração lateral RMS 30 s estocástica para cenário 2 com velocidade de movimento axial de 0,16 m/s.....	194
Figura 7.17 – Pico de aceleração lateral estocástica para cenário 2 com velocidade de movimento axial de 0,10 m/s.....	194
Figura 7.18 – Pico de aceleração lateral estocástica para cenário 2 com velocidade de movimento axial de 0,16 m/s.....	195
Figura 7.19 – Aceleração lateral RMS 30 s estocástica para cenário 3 com velocidade de movimento axial de 0,10 m/s.....	196
Figura 7.20 – Aceleração lateral RMS 30 s estocástica para cenário 3 com velocidade de movimento axial de 0,16 m/s.....	196
Figura 7.21 – Pico de aceleração lateral estocástica para cenário 3 com velocidade de movimento axial de 0,10 m/s.....	197
Figura 7.22 – Pico de aceleração lateral estocástica para cenário 3 com velocidade de movimento axial de 0,16 m/s.....	197
Figura 7.23 – Aceleração lateral RMS 30 s estocástica para cenário 4 com velocidade de movimento axial de 0,10 m/s.....	198
Figura 7.24 – Aceleração lateral RMS 30 s estocástica para cenário 4 com velocidade de movimento axial de 0,16 m/s.....	199
Figura 7.25 – Pico de aceleração lateral estocástica para cenário 4 com velocidade de movimento axial de 0,10 m/s.....	200
Figura 7.26 – Pico de aceleração lateral estocástica para cenário 4 com velocidade de movimento axial de 0,16 m/s.....	200
Figura A1 – Esquema para cálculo de parâmetros (YIGIT; CHRISTOFOROU, 1998).	219
Figura F1 – Curva de calibração do sensor de proximidade no eixo Y1.	235
Figura F2 – Curva de calibração do sensor de proximidade no eixo Y2.	235
Figura F3 – Órbitas obtidas do contato entre estabilizador e tubo de acrílico para calibração do centro entre eixo rotativo e tubo de acrílico.....	236

Figura F4 – Tela do software Lightning® para controle e calibração do servo motor da guia linear.	237
Figura F5 – Leituras dos sensores durante movimento axial de 0,16 m/s e rotação do eixo com 2526 rpm em fluido de perfuração.....	238

Nomenclatura

Letras Latinas

a_r = aceleração lateral resultante	[g]
a_{y1} = aceleração no eixo Y_1	[g]
a_{y2} = aceleração no eixo Y_2	[g]
c_f = coeficiente equivalente de amortecimento hidrodinâmico	[N.s ² /m ²]
c_o = folga entre diâmetro do poço e diâmetro do comando	[m]
c_v = coeficiente de amortecimento viscoso devido à torção	[N.m.s]
c_w = amortecimento devido ao contato do comando com a parede do poço	[N.s/m]
$\bar{c}_f$ = coeficiente normalizado amortecimento hidrodinâmico para torção	[N.s ² / (Kg.m)]
C_a = coeficiente de massa adicional	[-]
C_d = coeficiente de arrasto devido ao fluido de perfuração	[-]
$\bar{d}_i$ = diâmetro interno do drill pipe	[m]
$\bar{d}_o$ = diâmetro externo do drill pipe	[m]
$drag$ = força de arraste devido ao movimento axial da coluna sem rotação	[N]
D_c = diâmetro externo do comando de perfuração	[m]
D_h = diâmetro do poço para simulação numérica	[m]
D_h = diâmetro do poço para simulação numérica	[m]
$\bar{D}_h$ = diâmetro médio do poço obtido através do perfil do campo	[m]
D_i = diâmetro interno do comando de perfuração	[m]
D_s = diâmetro do estabilizador	[m]
e_0 = excentricidade entre centro de massa e centro geométrico do comando	[m]
E = módulo de elasticidade	[N/m ²]
f_X e f_Y = função distribuição de probabilidades variável aleatória X e Y	[-]

$F_{c,axial}$ = força devido ao arraste no movimento axial da coluna	[N]
F_{d,x_1} e F_{d,x_2} = força de amortecimento devido ao fluido de perfuração	[N]
F_k = força de restauração devido ao impacto do estabilizador no poço	[N]
$F_{k,1}$ e $F_{k,2}$ = força de restauração no comando devido ao contato do estabilizador	[N]
$F_{k,rad}$ = força de restauração radial no comando devido contato do estabilizador	[N]
$F_{k,tan}$ = força de restauração tangencial no comando devido contato do estabilizador	[N]
F_{m,x_1} e F_{m,x_2} = força de inércia no comando	[N]
F_n = força arraste atualizada para novo cálculo de K	[N]
F_s = razão entre velocidades de precessão e precessão sem escorregamento	[-]
$F_{w,rad}$ = força de restauração radial no comando devido ao contato do comando com a parede do poço	[N]
$F_{w,tan}$ = força de restauração tangencial no comando devido ao contato do comando com a parede do poço	[N]
F_X e F_Y = função distribuição cumulativa de probabilidades variável aleatória X e Y	[-]
$\bar{F}$ = coeficiente adimensionalizador para forças de contato	[s / (kg.m.rad)]
G = módulo de elasticidade transversal	[N/m ²]
I = momento de inércia da seção transversal do comando	[m ⁴]
I_p = momento polar de inércia do drill pipe	[m ⁴]
J = momento de inércia de massa equivalente	[Kg.m ²]
k_w = módulo de rigidez equivalente da parede do poço	[N/m]
K = módulo de rigidez a flexão equivalente do comando	[N/m]
K_t = rigidez equivalente a torção	[N.m/rad]
l_1 = comprimento entre estabilizadores	[m]
l_2 = comprimento total do BHA	[m]
l_3 = comprimento da coluna de perfuração	[m]

m = massa equivalente do comando	[Kg]
m_f = massa equivalente de fluido no sistema	[Kg]
M = matriz de estado do sistema	[-]
p = deflexão radial do comando na direção do centro geométrico do estabilizador	[m]
q = deflexão radial do centro geométrico do comando em relação ao centro do poço	[m]
$\bar{q} = q$ normalizado com relação à y_i	[-]
$R_{poço}$ = raio do poço	[m]
R_{stab} = raio do estabilizador	[m]
S = variável para determinação de precessão direta ou retrógrada	[-]
S_o = folga entre estabilizador e poço	[m]
$\bar{S} = S$ adimensionalizado	[-]
$S(x)$ = entropia da variável x	[-]
t = tempo	[s]
T_n = torque atualizado para novo cálculo de K	[N.m]
T_o = torque inicial na superfície da coluna de perfuração	[N.m]
u = variável de espaço-estado com relação à y_i	[-]
u_0 = condição inicial no espaço-estado com relação à y_i	[-]
$V_{tan-escorr}$ = velocidade tangencial com escorregamento	[m/s]
x'_1 e x'_2 = grau de liberdade lateral com origem no centro de massa do comando	[m]
x_1 e x_2 = grau de liberdade lateral com origem no centro do poço	[m]
x_{1r} e x_{2r} = grau de liberdade lateral em coordenadas rotativas	[m]
x_3 = grau de liberdade axial com origem no centro do poço	[m]
y_i = grau de liberdade na direção i normalizado com relação à c_o	[-]

Letras Gregas

α = indicador para contato do estabilizador com a parede do poço	[-]
β = fator de massa adicional	[-]
Γ = ângulo diferencial entre força de restauração do estabilizador e deflexão lateral do comando	[rad]
δ = indicador para contato do comando com a parede do poço	[-]
Δ = coeficiente de rigidez relativa entre parede do poço e coluna de perfuração	[-]
ϵ = excentricidade de massa normalizada	[-]
ζ = folga do estabilizador normalizado	[-]
η = velocidade de rotação da coluna normalizada	[-]
η_t = Razão entre frequência natural de flexão e torção do comando	[-]
θ = ângulo de giro da coluna de perfuração	[rad]
θ^* = ângulo de giro da coluna de perfuração normalizado	[-]
κ = coeficiente de restituição elástica na parede do poço	[-]
λ = ângulo entre força de contato e linha de excentricidade com centro de massa	[rad]
λ^* = ângulo λ com relação às variáveis adimensionalizadas	[-]
Λ_i = relações de adimensionalização	[-]
μ_c = coeficiente de fricção entre o comando e a parede do poço	[-]
μ_{stb} = coeficiente de atrito do estabilizador com a parede do poço	[-]
v_g = velocidade do centro geométrico do comando com relação a x_1 e x_2	[m/s]
$\overline{v_g}$ = v_g normalizado em relação ao fator $c_o \omega$	[-]
v_{tan} = velocidade tangencial do comando em contato com a parede do poço	[m/s]
ξ = coeficiente normalizado amortecimento do fluido	[-]
ξ_t = coeficiente normalizado amortecimento viscoso para torção no fluido	[-]

ρ = massa específica	$[kg/m^3]$
$\rho_{aço}$ = massa específica do aço	$[kg/m^3]$
ρ_f = massa específica do fluido de perfuração	$[kg/m^3]$
σ = razão de folga entre comando e parede do poço	$[-]$
σ_s = razão de folga entre estabilizador e parede do poço	$[-]$
τ = tempo adimensional com relação à ω	$[-]$
v = coeficiente de amortecimento devido contato do comando com a parede do poço	$[-]$
φ = ângulo do coeficiente de atrito entre estabilizador e a parede do poço	$[rad]$
ϕ = grau de liberdade para torção com origem ao centro de massa do comando	$[rad]$
Φ_i = funções para adimensionalização	$[-]$
ψ_c = ângulo de relação entre velocidade de movimentação axial com a rotação do comando	$[rad]$
ψ_{stb} = ângulo de relação entre velocidade de movimentação axial com a rotação do estabilizador	$[rad]$
ω = frequência natural do comando para primeiro modo	$[rad/s]$
ω_s = frequência natural de torção	$[rad/s]$
$\bar{\omega}_s$ = frequência natural de torção normalizada	$[-]$
Ω = velocidade de rotação da coluna de perfuração na superfície	$[rad/s]$
Ω_b = velocidade de precessão retrógrada sem escorregamento	$[m/s]$
Ω_p = velocidade de precessão da coluna	$[m/s]$

1 Introdução

Neste capítulo será apresentada a motivação para elaboração deste trabalho, focando nas informações relevantes sobre o problema em estudo, suas consequências e importância no contexto econômico da indústria de petróleo, além dos objetivos e contribuição desta tese. Por fim, será exibida a organização deste trabalho contemplando os resumos dos capítulos e apêndices.

1.1 Motivação do Trabalho

Este trabalho propõe a investigação da dinâmica de colunas de perfuração de poços de petróleo em contato com as paredes do poço durante a retirada da coluna, operação conhecida como *backreaming*. O estudo será focado no conjunto de fundo da coluna, conhecido como *Bottom Hole Assembly* (BHA), mais especificamente no trecho entre dois pontos de apoio, chamados de estabilizadores da coluna, que ficam localizados na porção mais profunda do poço em construção, conforme pode ser visto no esquema apresentado pela Figura 1.1.

Figura 1.1 - Esquema poço de petróleo e coluna de perfuração (LEINE et al., 2002).

Após o término da fase do poço, ou seja, atingida sua profundidade final prevista, será preciso retirar a coluna até a superfície. Pode-se retirar a coluna de perfuração do fundo do poço de duas maneiras: sem rotação e sem circulação de fluido pela broca ou utilizando a operação de *backreaming*, que consiste em se retirar a coluna de perfuração de dentro do poço, com aplicação simultânea de rotação da coluna e bombeio de fluido através da broca de perfuração.

A retirada da coluna de perfuração sem rotação e sem circulação de fluido pela broca consiste em uma operação mais rápida do que a executada em *backreaming*, pois não há necessidade de se efetuar conexões para bombeio de fluido. Entretanto, em alguns casos, a fricção entre a coluna e a parede do poço é muito elevada, inviabilizando o procedimento de retirada da forma mais simples.

A operação de retirada da coluna em *backreaming* pode ser aplicada nas seguintes situações práticas: garantir calibre do poço visando à descida do revestimento ou telas de contenção de areia, eliminar imperfeições (*dog legs*) do poço, remoção mecânica de cascalhos em poços horizontais, aplicação de contra pressão no fundo do poço em situações de pressão hidrostáticas próximas a pressão de fluido no interior da rocha reservatório (pressão de poros) e eliminação de pontos de obstrução durante a retirada da coluna.

As condições de operação de *backreaming* consideradas ótimas em poços de petróleo constituem-se em um assunto muito controverso na indústria do petróleo, pois em alguns casos pode representar uma melhoria nas condições mecânicas do poço, mas em outros, pode ocasionar severas perdas, a depender da experiência do operador e das condições atuais do poço e sua interação com o fluido de perfuração, (YARIM et al., 2010). Apesar disto, este tipo de operação tem sido muito empregado pelas empresas operadoras, visando apenas melhorar as condições mecânicas do poço ou minimizar o risco para as futuras operações. Mas o seu uso em situações onde o poço está mecanicamente em boas condições, ou seja, sem a real necessidade de sua utilização, pode aumentar significativamente os riscos, ocasionando sérios danos ao poço durante sua construção. Os riscos são elevados principalmente devido aos altos níveis de choque entre a coluna e as paredes do poço.

Atualmente as colunas de perfuração são instrumentadas com equipamentos eletrônicos que permitem o monitoramento de suas vibrações durante operação. Medições experimentais em campo mostram que os impactos da coluna com as paredes

do poço podem atingir acelerações acima de 100 vezes a força da gravidade, conforme comprovado pela Figura 1.2.

Figura 1.2 - Dados em tempo real de choques em colunas (YARIM et al., 2010).

Existem algumas situações operacionais onde a operação de *backreaming* é necessária ou até mesmo mandatória, devido às condições mecânicas do poço que inviabilizam a retirada sem bombeio de fluido e rotação. Assim, é preciso minimizar os riscos de forma a se evitar perdas materiais e financeiras elevadas para a operadora. Um dos problemas associados ao impacto da coluna é a geração de instabilidades nas paredes do poço, que podem desmoronar e aprisionar a coluna dentro do poço. Este tipo de ocorrência acarreta elevados prejuízos para as operadoras, na ordem de milhões de dólares. Santos et al. (1999) e Ibrahim et al. (2004) identificaram as consequências negativas nas paredes dos poços devido aos efeitos de vibração das colunas de perfuração, onde os impactos gerados durante a operação causaram desprendimento de partes da parede do poço. Estas partes, ao caírem dentro do poço, podem acarretar não só a prisão da coluna de perfuração, mas também podem formar uma espécie de

plugueamento, causando o aumento das pressões internas com consequente falha por colapso no poço.

Considerando o contexto da exploração de petróleo no Brasil, as rochas carbonáticas encontradas na região do pré-sal são mais frágeis do que os arenitos encontrados normalmente na Bacia de Campos. Assim, uma menor interferência da coluna com a parede do poço diminuiria o potencial risco de desmoronamento e consequente aprisionamento da coluna. Segundo Amaro et al. (2011), os parâmetros operacionais são decisivos para a minimização das vibrações da coluna em poços do pré-sal.

Além dos problemas no poço, surgem outros que são igualmente prejudiciais, neste caso para a própria coluna de perfuração. Vibrações e choques na coluna causam falhas nos sistemas eletrônicos instalados nas colunas, baixa taxa de penetração, e dano nos cortadores e no corpo da broca. Estes problemas, quando surgem, acarretam na necessidade de substituição da coluna. O tempo perdido devido a essas falhas também geram prejuízos de milhões de dólares para as companhias petrolíferas, (AKINNIRANYE et al., 2007). Estes tipos de falhas causam a necessidade da retirada da broca do fundo e efetuar a substituição e/ou reparos na coluna de perfuração. As operações de retirada e descida de broca em plataformas marítimas em poços de grande profundidade podem durar de 2 a 3 dias, considerando uma taxa diária de sondas em operação no pré-sal em torno de US\$ 500.000,00, pode-se estimar o custo financeiro para as operadoras na ordem de milhões de dólares, caso ocorram em apenas alguns poços de petróleo.

O comportamento dinâmico de colunas de perfuração é altamente complexo, pode apresentar comportamento caótico e está envolto por um elevado grau de incertezas, devido ao ambiente rochoso a ser perfurado, variações de temperatura, pressão, fluido utilizado e diâmetro do poço durante a execução. O maior desafio deste trabalho consiste em representar através de um modelo matemático simplificado os movimentos acoplados torcional e lateral da coluna de perfuração com o movimento longitudinal da mesma em contato com o poço. O atrito da coluna com o poço ao movimentar-se longitudinalmente, aliado a eventuais impactos devido à vibração lateral da coluna e amortecimento do fluido, levam o sistema a apresentar um comportamento não linear. Outro desafio foi desenvolver uma bancada de testes que reproduza o mais fielmente possível as condições de operação de interesse (*backreaming*), e que represente as condições geométricas e físicas do sistema em estudo.

Na literatura, é possível verificar a utilização de bancadas experimentais para a calibração de modelos numéricos de vibrações em colunas de perfuração, permitindo uma melhor compreensão dos fenômenos não lineares envolvidos e acoplamentos dinâmicos. Empresas distribuidoras de equipamentos para perfuração de poços de petróleo também têm se preocupado com pesquisas na área e têm desenvolvido estudos para vibrações em colunas de perfuração. Por exemplo, a *National Oilwell Varco Downhole Ltd* (NOV), desenvolveu recentemente um protótipo experimental para avaliação dos efeitos de vibração em colunas de perfuração, o qual foi utilizado por Forster (2010) para estudos de efeitos de vibração axial e projeto de novos perfis para os estabilizadores. Outro exemplo pode ser encontrado em Liao et al. (2011), onde um modelo matemático de ordem reduzida é validado em um protótipo experimental, e são estudados os efeitos de fricção entre a coluna e a parede do poço. Este estudo apresenta ainda uma comparação dos resultados com aqueles obtidos por Melakhessou et al. (2003), os quais realizaram experimentos em modelos não lineares.

Nestes trabalhos, ficou constatada a grande influência do coeficiente de fricção nos resultados sobre os impactos na parede do poço. O coeficiente de fricção depende, basicamente, do tipo de fluido utilizado na perfuração. Para fluido a base óleo sintético, o coeficiente de fricção é menor do que os fluidos a base água, devido à sua capacidade de lubrificação. Cabe lembrar que, normalmente, durante perfurações em reservatórios portadores de hidrocarbonetos, os fluidos utilizados são a base água, por resultarem em um menor dano na produção futura da rocha reservatório e também por permitir uma leitura mais precisa dos dados geológicos.

Alguns trabalhos sobre vibrações em colunas de perfuração abordam a questão do controle da velocidade de rotação da coluna por retroalimentação. Christoforou e Yigit (2002) efetuaram uma modelagem reduzida do problema de vibrações, considerando todas as direções, ou seja, eixo longitudinal na direção do avanço da perfuração, eixos transversais que contemplam os modos laterais de vibrar, efeito torcional e seus modos acoplados. A estratégia consiste em controlar a velocidade de rotação da coluna de forma a minimizar os efeitos indesejados de vibrações sobre as paredes do poço e equipamentos eletrônicos na coluna. Os resultados obtidos mostraram que as vibrações são autoexcitáveis e mutuamente dependentes. Normalmente as vibrações aumentam com o incremento da velocidade de rotação da coluna, entretanto, em certos casos, podem gerar vibrações laterais severas e muitas vezes até impeditivas.

Pesquisadores ao longo dos anos têm se preocupado muito com os problemas causados pelo efeito *stick-slip*. Este efeito ocorre quando a coluna de perfuração praticamente interrompe a rotação e, repentinamente, acelera até atingir a velocidade inicialmente solicitada, muitas vezes atingindo velocidades além da desejada (*overshoot*). Este efeito tem causado sérios prejuízos físicos e financeiros para a indústria petrolífera em todo o mundo, pois causam a falha prematura de equipamentos eletrônicos na coluna de perfuração, baixa eficiência na taxa de penetração, desmoronamentos e prisões de coluna no poço.

Leine et al. (2002) utilizaram a teoria da bifurcação para explicar que, ao surgir o efeito de vibração lateral, o efeito do *stick-slip* é minimizado. Para isso, os autores utilizaram métodos numéricos e comparação experimental, além dos dados obtidos em campo. Os autores comprovaram a existência de atratores estranhos nos dados reais de campo ao observar bifurcações não padrão na resposta do sistema, o que mostra a grande complexidade do fenômeno em estudo.

Entretanto, apesar dos avanços apresentados pela literatura existente em relação às vibrações laterais de colunas de perfuração em operação, não são encontradas análises e estudos em relação aos efeitos dinâmicos das mesmas quando em movimento no sentido longitudinal (*backreaming*). Além disso, os efeitos devido às incertezas relativas aos coeficientes de fricção e diâmetro do poço não são considerados nos modelos clássicos de análise de vibrações em colunas de perfuração.

As companhias prestadoras de serviços na área de perfuração utilizam meios práticos para mitigar problemas de vibração em operações de *backreaming*, como a alteração da velocidade de rotação da coluna. Entretanto, não há nada consolidado cientificamente e de maneira sistemática que assegure a eficácia das medidas, bem como os reais riscos, vantagens e desvantagens, principalmente em cenários desafiadores e com incertezas nos parâmetros físicos e geométricos do sistema.

1.2 Contribuição do Trabalho na Área

A retirada de colunas de perfuração do poço aplicando rotação e circulação de fluido (*backreaming*) tem sido largamente empregada, sendo utilizada muitas vezes sem critério adequado. Deve-se observar que a operação de *backreaming* consiste sempre em um risco adicional para o poço, portanto deve-se manter monitoramento contínuo pela

equipe de execução. Algumas empresas prestadoras de serviços de perfuração costumam diminuir a rotação durante a retirada, já outras preferem manter a rotação utilizada durante a perfuração alegando maior limpeza do poço. Há vários estudos sobre vibrações em colunas de perfuração, mas em todos eles, o estudo foca durante a perfuração propriamente dita (broca no fundo) e não durante sua retirada.

O presente trabalho visa preencher uma lacuna existente na análise das vibrações de colunas de perfuração, considerando a movimentação longitudinal da mesma em contato com as paredes do poço, incluindo a análise de incertezas na resposta. Para tanto, desenvolveu-se um modelo matemático determinístico, um experimental e um estocástico que considera os efeitos axiais, torcionais e laterais acoplados, incluindo os efeitos de amortecimento devido à presença de fluido, movimentação axial da coluna e folga entre os estabilizadores e parede do poço.

As principais conclusões deste trabalho (teses do trabalho) são:

- 1) A velocidade axial da coluna não tem efeito significativo na aceleração lateral resultante do BHA.
- 2) A aceleração lateral do BHA será baixa durante a operação de *backreaming* se:
 - a) o diâmetro do poço for semelhante ao da broca;
 - b) o atrito entre o estabilizador e o poço for baixo;
 - c) a velocidade de rotação for baixa.
- 3) A aceleração lateral do BHA será alta durante a operação de *backreaming* se:
 - a) a incerteza no diâmetro do poço for grande;
 - b) a velocidade de rotação for alta.

1.3 Organização do Trabalho

O trabalho encontra-se dividido em 8 Capítulos com 6 Apêndices, conforme descrito a seguir.

No Capítulo 2, são apresentados os elementos básicos sobre construção de poços de petróleo e a operação de *backreaming*. Em seguida é apresentada a revisão

bibliográfica com alguns trabalhos na área de vibrações e incertezas em colunas de perfuração.

No Capítulo 3, apresenta-se a modelagem matemática utilizando o método de Newton de forma detalhada, como um sistema massa-mola-amortecedor com posterior detalhamento para inclusão dos efeitos de torção, amortecimento do fluido, contatos dos elementos da coluna, atrito e movimento axial da coluna.

A bancada experimental construída para validação do modelo matemático é apresentada no Capítulo 4. São descritos os detalhes da bancada experimental e a análise dimensional empregada para sua construção. Também são apresentados os ajustes e calibrações necessários ao modelo matemático para representar os resultados obtidos experimentalmente.

A validação entre o modelo matemático determinístico e a bancada experimental é apresentada no Capítulo 5, onde se mostra inicialmente um estudo sobre precessão retrógrada considerando a coluna imersa em água e em fluido de perfuração. Em seguida, a validação propriamente dita entre o modelo matemático proposto e a bancada experimental.

O Capítulo 6 apresenta uma análise paramétrica do sistema matemático já considerando os ajustes efetuados através da bancada experimental. São mostradas análises identificando os efeitos da excentricidade de massa na resposta do sistema, as principais influências nos valores da aceleração lateral (RMS e pico) e no dano acumulado, com relação à variação do coeficiente de atrito entre estabilizador e parede do poço, diâmetro do poço e excentricidade de massa, em função das velocidades de rotação e de movimento axial da coluna.

O Capítulo 7 apresenta a modelagem probabilística a ser utilizada nesta tese, com conceitos básicos de estatística, variáveis aleatórias e princípios para análise estocástica utilizando o método de Monte Carlo. Ainda neste capítulo, são apresentados os resultados considerando o modelo probabilístico, ou seja, são efetuadas análises estocásticas considerando a modelagem probabilística, em conjunto com o modelo determinístico ajustado com a bancada experimental. As variáveis aleatórias consideradas no estudo foram o diâmetro do poço e o coeficiente de atrito entre estabilizador e parede do poço.

O Capítulo 8 apresenta as conclusões do trabalho e as sugestões para trabalhos futuros.

No Apêndice A, são apresentadas as equações detalhadas para a modelagem matemática, considerando o método de parâmetros concentrados.

O Apêndice B, mostra a forma de obtenção do coeficiente de restituição elástica devido ao contato entre o comando e a parede do poço.

O Apêndice C, apresenta as características geométricas e detalhes de uma coluna de perfuração real utilizada no campo, tomada como referência para construção da bancada experimental.

No Apêndice D, a metodologia para obtenção do dano acumulado devido aos efeitos oscilatórios da coluna de perfuração é apresentada em detalhes.

No Apêndice E, são apresentados os modelos probabilísticos utilizados neste trabalho e o método da entropia máxima.

O Apêndice F, apresenta as curvas de calibração e ajustes dos sensores indutivos para obtenção do deslocamento do eixo rotativo, além da metodologia experimental para registro do movimento axial com a guia linear.

2 Revisão Bibliográfica

Nesta seção serão apresentadas as principais referências utilizadas na elaboração desta tese. Inicialmente serão abordados os elementos básicos sobre construção de poços de petróleo e a operação de *backreaming*. Posteriormente, serão tratados os temas de vibrações em coluna de perfuração e os principais modelos matemáticos utilizados na literatura. Serão efetuadas comparações e discutidas as principais vantagens e desvantagens de cada tipo de modelagem matemática. Por fim, serão apresentados os principais estudos utilizando métodos estocásticos em colunas de perfuração de poços de petróleo.

2.1 Construção de Poços de Petróleo *Offshore*

A construção de poços marítimos pode ser executada de várias formas, a depender do objetivo pretendido pela operadora do campo de petróleo. Existem poços com finalidades exploratórias e explotatórias (poços produtores de óleo ou gás e injetores de água). Poços exploratórios são normalmente verticais e possuem caráter investigativo, com fins geológicos para avaliação de reservas. Já os poços explotatórios, são construídos efetivamente para a produção de petróleo ou injeção de água na rocha reservatório, de modo a incrementar a produção final do campo.

As características construtivas também dependem do tipo de rocha a ser perfurada e do mecanismo de produção a ser adotado. As rochas produtoras podem ficar expostas ou revestidas, a depender de sua natureza geológica. Normalmente reservatórios rochosos compostos por arenitos são mantidos sem revestimento. Para isso são instalados tubos de produção especiais compostos por filtros, de maneira a evitar a mistura de areia no petróleo produzido a ser enviado para a plataforma de produção. A maioria dos poços construídos na Bacia de Campos, principalmente no campo de Marlim, foram executados dessa forma e atualmente as técnicas empregadas permanecem as mesmas.

Existem, porém, algumas situações onde as rochas reservatórios são revestidas com tubos de aço. Estes tubos são posteriormente perfurados através de uma operação conhecida por canhoneio. A produção de petróleo será escoada da rocha através dos

orifícios criados pelo canhoneio no tubo de revestimento e em seguida para a coluna de produção.

A construção de um poço de petróleo em alto mar exige critérios rígidos de segurança e de avaliações econômicas em cenários com variáveis muitas vezes incertas. Após a definição da localização do poço pela equipe de geologia e engenharia de reservatórios, uma plataforma de perfuração ou navio sonda é posicionada sobre o local para início da perfuração propriamente dita.

Um poço de petróleo é construído com a utilização de vários diâmetros de broca, de forma a se permitir atingir a profundidade final do objetivo (rocha reservatório de petróleo) com a máxima segurança e economia possível. Para cada trecho perfurado é preciso revestir e cimentar o espaço anular entre o poço perfurado e o revestimento de aço descido, de modo a permitir a perfuração da fase seguinte utilizando uma broca de menor diâmetro. Estes trechos perfurados são conhecidos como fases do poço.

Os diversos projetos de poços visam atender aos critérios geológicos da área de forma a minimizar o custo de fases construtivas do poço. Basicamente uma fase é construída de maneira a viabilizar a utilização da pressão hidrostática, obtida através do fluido de perfuração, para estabilizar as paredes do poço e também para não permitir a migração de petróleo da rocha reservatório (óleo ou gás) para dentro do poço. O dimensionamento do peso do fluido também deve levar em consideração o limite de fratura das paredes do poço, pois isso pode causar, além de ruptura das paredes do poço, uma perda de fluido para o interior da rocha causando assim uma diminuição da pressão hidrostática no poço, o que permitiria um fluxo indesejado de petróleo para dentro do poço.

A Figura 2.1 apresenta a configuração de um poço típico de petróleo construído na Bacia de Campos, em lâmina de água de 1000 m e profundidade final de 4000 m. Lembrando que estas profundidades, principalmente a final, podem ter grande variabilidade segundo o projeto específico do poço.

Figura 2.1 – Esquema com fases do poço na etapa de perfuração.

Após a chegada da plataforma na localização e a liberação para início da perfuração, o robô submarino, chamado de ROV (*Remote Operate Vehicle*), é descido até o fundo do mar para uma nova inspeção do solo marinho e preparativo para início do poço.

A fase 1 de perfuração consiste em descer uma broca de 26" acoplada a um alargador de 36". Esta fase compreende um trecho relativamente curto, em torno de 60 m, de maneira a criar uma base inicial no fundo do mar. Em seguida, a coluna de perfuração é retirada até a superfície e um conjunto com 5 tubos de revestimento de 30" é descido e cimentado.

Na fase 2 é descida uma coluna com broca de 26" e perfurado o trecho, ainda na vertical, em torno de 500 a 600 m. Novamente a coluna é retirada até a superfície e um novo revestimento, agora de menor diâmetro, nesse caso 20", é descido e cimentado.

As fases 1 e 2 executadas foram construídas sem a utilização do sistema de segurança contra erupções de poços, chamado de BOP (*Blow Out Preventer*), pois, após estudos iniciais e geológicos, comprova-se que não há riscos de hidrocarbonetos, ou seja de petróleo nas profundidades mais rasas perfuradas nessas fases.

Antes do início da fase 3 de construção, será preciso descer o BOP. Essa atividade, em lâmina de água de 1000 m, pode consumir de 2 a 3 dias de operação com a sonda de perfuração.

Com o BOP instalado e testado na cabeça do poço pode-se então descer uma nova coluna de perfuração para a construção da fase 3. A coluna é descida com uma broca de 17 ½” ou 16” e o poço é perfurado na vertical ou de forma direcional, a depender do objetivo do projeto. Neste intervalo já há a necessidade de se programar fluidos de perfuração mais elaborados, diferentemente dos utilizados na fase 1 e 2, onde são compostos por fluidos mais simples. Basicamente os fluidos utilizados anteriormente empregam somente bentonita, baritina e água do mar.

Ao término da fase 3, a coluna de perfuração é novamente retirada até a superfície e o revestimento de 13 3/8” é descido e cimentado. O trecho a ser perfurado nessa fase pode variar de 1000 a 2000 m.

Na fase 4 é utilizada uma coluna de perfuração com broca de 12 ¼”. Nesse caso, a perfuração visa atingir o topo da rocha reservatório. A configuração da coluna de perfuração é mais complexa, pois exige uma maior quantidade de equipamentos eletrônicos para visualização dos trechos portadores de hidrocarbonetos. A perfuração avança nessa fase aproximadamente 1000 a 1500 m, até atingir o topo da rocha reservatório. Estes dados são monitorados em tempo real na plataforma através de sistemas dedicados e embutidos na própria coluna de perfuração. Identificada a rocha portadora de petróleo, a coluna é retirada e um novo revestimento, agora de diâmetro 9 5/8” é descido e cimentado.

A fase 5 é perfurada com broca de 8 ½” através de toda a extensão da rocha reservatório. Essa é uma etapa crítica e exige muita atenção da equipe de perfuração, pois os riscos são maiores e podem ocorrer influxos de óleo indesejados e problemas com a estabilidade do poço. Ao se atingir a profundidade final, a coluna de perfuração é retirada até a superfície e uma nova etapa construtiva será iniciada, a completção do poço.

A completção consiste basicamente na preparação do poço para a produção. Nessa etapa são descidos tubos de produção e equipamentos eletrônicos de monitoramento, com diâmetros de tubos compatíveis com a expectativa de produção do poço de petróleo. A Figura 2.2 apresenta a configuração final de um poço típico pronto para ser entregue para a produção.

Figura 2.2 – Esquema de poço produtor na Bacia de Campos (Fonte: Petrobras).

Para cada fase construída no poço, uma coluna de perfuração com características específicas são utilizadas. As primeiras fases são mais simples e exigem menos equipamentos, pois as rochas são mais conhecidas geologicamente e relativamente fáceis de serem perfuradas. Mas fases mais profundas, onde as incertezas são maiores, empregam-se normalmente equipamentos mais complexos, com leituras em tempo real sobre a composição da rocha sendo perfurada e situação operacional dos equipamentos posicionados na coluna de perfuração.

A coluna de perfuração tem como função principal transmitir peso e torque para a broca, além de servir de conduto para o fluido de perfuração. Os principais elementos de uma coluna de perfuração são: broca, estabilizadores, comandos de perfuração (*drill collar*), tubos de perfuração pesados (*heavy weight drill pipe*) e tubos de perfuração (*drill pipe*).

Figura 2.3 – Broca tricônica (PLÁCIDO; PINHO, 2009).

A broca é um dos principais elementos e fornece o mecanismo de corte da rocha, podendo ser de 3 tipos: Tricônicas, PDC e Impregnadas. As brocas tricônicas, Figura 2.3, são constituídas de 3 cones giratórios compostos por dentes de aço ou insertos de tungstênio. A Figura 2.4 apresenta o tipo de broca PDC, que apresenta cortadores fixos através de aletas distribuídas ao seu redor.

Figura 2.4 – Broca tipo PDC (PLÁCIDO; PINHO, 2009).

A Figura 2.5 apresenta o tipo de broca impregnada, utilizada normalmente em conjunto com turbinas que promovem alta rotação, na ordem de 1000 rpm. Esta broca é utilizada normalmente em rochas duras e abrasivas e promovem o corte através de esmerilhamento.

Figura 2.5 – Broca tipo Impregnada (PLÁCIDO; PINHO, 2009).

Os estabilizadores desempenham um papel fundamental na coluna, pois permitem definir controles de tendências de ganho ou perda de ângulo do poço, redução do risco de prisão da coluna por diferencial de pressão e retificação da parede do poço. Permitem também o melhor controle sobre os efeitos vibratórios da coluna e broca (Figura 2.6).

Figura 2.6 – Estabilizador tipo integral (SMITH, 1996).

Os comandos de perfuração são responsáveis pelo fornecimento de peso a ser colocado sobre a broca. Eles são utilizados normalmente acima da broca e podem ser fabricados em formato espiral para diminuir a área de contato com a parede do poço, de forma a evitar a prisão da coluna por diferencial hidrostático de pressão na parede do poço, Figura 2.7.

Figura 2.7 – Comando de perfuração (THOMAS et al., 2001).

Tubos de perfuração pesados são empregados na coluna para fazer a transição de rigidez entre os comandos e os tubos de perfuração e são conectados acima dos comandos. Trabalham na maioria dos casos tracionados e possuem um reforço extra no meio do tubo, conforme Figura 2.8, para reduzir a possibilidade de flambagem quando submetido à compressão.

Figura 2.8 – Tubo de perfuração pesado (THOMAS et al., 2001).

O conjunto de elementos tubulares composto pela broca, estabilizadores, comandos e tubos de perfuração pesado são conhecidos na indústria de petróleo como *Bottom Hole Assembly* (BHA). Os tubos de perfuração fazem a ligação entre o BHA e o motor de superfície (*top drive*) e guincho de perfuração. As extremidades dos tubos possuem conexões cônicas conhecidas como *tool joints*, conforme Figura 2.9.

Figura 2.9 – Tubo de perfuração (THOMAS et al., 2001).

O *top drive* é o motor elétrico responsável pela potência rotativa a ser utilizada na coluna e o guincho de perfuração é o elemento que fornece sustentação vertical, ou seja, permite a descida e a subida da coluna dentro e fora do poço. A Figura 2.10 apresenta o sistema de sustentação de uma plataforma. O equipamento em vermelho constitui-se o *top drive* e em amarelo o conjunto de polias que fazem a ligação com a torre de perfuração.

Figura 2.10 – Sistema de elevação contendo top drive.

Em termos de esforços solicitantes, o BHA suporta os esforços de compressão, principalmente nos comandos de perfuração e os demais elementos sofrem esforços de tração. A quantidade de comandos de perfuração delimita o máximo peso a ser aplicado sobre a broca, conhecido como *Weight on Bit* (WOB).

Os projetos de poços e colunas de perfuração podem, conforme explicado anteriormente, apresentar uma série de particularidades, a depender do campo de petróleo a ser explorado e dos objetivos propostos pela operadora. No entanto, toda fase a ser perfurada requer monitoramento constante do Engenheiro de Perfuração, seja na plataforma ou no escritório. Atualmente, o monitoramento em tempo real permite uma maior compreensão dos resultados obtidos durante a perfuração, sejam para fins de otimização, avaliação geológica ou para manutenção da integridade dos equipamentos de fundo da coluna.

Esta introdução visa somente posicionar o leitor sobre as características principais de um projeto de poço de petróleo e os principais equipamentos utilizados durante sua construção. Maiores detalhes sobre a engenharia de petróleo podem ser encontradas em Thomas et al. (2001) e sobre projeto de poços em Rocha e Toledo (2007).

2.2 Operação de *Backreaming* na Perfuração de Poços

O processo de retirada da broca de perfuração do fundo do poço, seja devido ao término de uma fase ou falha de algum equipamento na coluna de perfuração, exige uma limpeza prévia do poço através de circulação de fluido de perfuração. A limpeza consiste na remoção dos cascalhos (rochas cortadas pela broca) que ainda estão no espaço anular entre a coluna de perfuração e o poço. A limpeza do poço é executada através de bombeio contínuo de fluido de perfuração com rotação e movimentação da coluna de perfuração. Os movimentos ascendentes e descendentes da broca visam evitar danos nas paredes do poço, tais como: aumento do diâmetro do poço devido ao fluxo contínuo de fluido em ponto fixo da broca em contato com a parede do poço, e a rotação, o aumento na eficiência de limpeza.

Após a limpeza completa do poço, inicia-se a retirada da coluna de perfuração até a superfície. Em situações normais, a coluna é simplesmente retirada do poço, sem aplicação de nenhuma rotação na coluna ou circulação de fluido através da broca. Existem, porém, situações onde a retirada da coluna fica impossibilitada devido aos esforços excessivos de tração na coluna. Estes casos podem ocorrer basicamente devido ao colapso do poço, acúmulo excessivo de cascalhos na parede do poço ou atrito elevado devido às inclinações geradas de forma não programadas na trajetória do poço.

Durante a operação de retirada da coluna de perfuração, caso o operador do guincho de elevação registre uma tração anormal no indicador de peso, causado por algum possível problema estrutural no poço, pode-se optar para a execução da operação de retirada da coluna utilizando-se a técnica de *backreaming*.

A operação de *backreaming* consiste em se retirar a coluna de perfuração de dentro do poço aberto, com aplicação simultânea de rotação e bombeio de fluido através da broca de perfuração. Pode-se entender a operação como uma perfuração para trás ou mesmo como retificação do poço já perfurado.

Em situações de dificuldades em se retirar a coluna de perfuração, pode-se aplicar a técnica de *backreaming* de maneira a eliminar uma possível restrição pontual do trecho do poço aberto, ou até mesmo para toda a extensão do poço já perfurado. As situações em que é normalmente empregada a estratégia de *backreaming* são:

- Preparar o poço para a descida de equipamentos de avaliação geológica a cabo, conhecida como operação de perfilagem;

- Preparar o poço para a descida e cimentação do revestimento;
- Criar uma pressão adicional no fundo do poço, de forma a retirar a coluna com segurança contra influxos de óleo;
- Remover cascalhos do poço horizontal para posterior descida de telas de contenção de areia.

Durante a operação de *backreaming* deve-se manter atenção para os possíveis problemas que podem surgir no poço. Apesar de se apresentar com uma solução para problemas, o *backreaming*, se não for bem executado e monitorado, pode piorar a condição mecânica do poço.

Existem muitos casos de prisão de coluna devido ao acúmulo de cascalhos no espaço anular entre a parede do poço e a coluna de perfuração. Nessa situação, caso o operador não interrompa a circulação imediatamente, pode-se, além de ocasionar a prisão da coluna dentro do poço, gerar uma pressão adicional nas paredes do poço ocasionando a sua ruptura. Segundo Yarim et al. (2007), cerca de 65% dos problemas de prisão de coluna nos EUA são devido ao acúmulo inadequado de cascalhos durante operações de *backreaming*.

A Figura 2.11 apresenta uma configuração esquemática de uma coluna de perfuração contendo grande quantidade de cascalhos em seu espaço anular. Observa-se que tanto a broca quanto o estabilizador possuem diâmetros maiores e, portanto, maiores riscos de prisão da coluna.

Figura 2.11 – Desenho esquemático de coluna de perfuração em *backreaming* (YARIM et al., 2007).

Outras situações que podem apresentar problemas nos poços devido ao *backreaming* mal executado são as instabilidades nas paredes do poço. Quando a coluna

de perfuração está com a broca fora do fundo, perde-se um ponto de contato importante, a própria broca de perfuração. Isso pode acarretar em uma maior quantidade de efeitos vibratórios nas paredes do poço, conforme será visto nos próximos capítulos. Os efeitos vibratórios causam impactos na parede do poço, aumentando a quantidade de rochas dentro do poço devido aos desprendimentos causados pelos próprios impactos da coluna.

Deve-se salientar que, apesar do esforço de tração durante o *backreaming* ser menor do que durante a retirada sem circulação e sem rotação, existe o esforço torcional na coluna. O esforço combinado acarreta em uma diminuição na tração máxima permissível na coluna de perfuração, fato que deve ser sempre mantido em controle durante a operação de *backreaming*.

A velocidade de *backreaming* constitui-se em um parâmetro fundamental de controle durante a operação. Deve-se atentar para que a velocidade de retirada da coluna não exceda a velocidade de transporte ou carreamento dos cascalhos no espaço anular, de modo a não se criar o efeito pistão ou prisão da coluna no poço devido ao acúmulo de cascalhos ou queda de blocos.

Outros pontos de controle importantes para a retirada da coluna em *backreaming* são: esforços de tração, torque, vibração e pressão durante a operação. Esses parâmetros devem ser constantemente monitorados e medidas mitigadoras serem aplicadas no caso de qualquer anormalidade observada, tais como: incremento de pressão, torque acima do normal ao número registrado logo no início da operação de retirada e tração excessiva no tubo. A Figura 2.12 apresenta uma tela de acompanhamento em tempo real de uma operação de *backreaming* em uma sonda de perfuração. Nesta tela de acompanhamento são apresentados valores fundamentais para controle da operação de perfuração, tais como: rotação da coluna (RPM), posição da broca dentro do poço (BPOS), pressão de bombeio de fluido pela coluna (SPPA), taxa de penetração da broca (ROP), peso total da coluna (HKLD), torque de superfície (STOR), peso aplicado na broca (SWOB) entre outros parâmetros de controle de volume de fluidos nos tanques da plataforma (TV01, TV02, TTV1 e TVA).

Figura 2.12 – Tela de acompanhamento em tempo real de *backreaming* (YARIM et al., 2007).

A solução de problemas através da técnica de *backreaming* deve ser analisada para cada poço em construção, ou seja, sua litologia e configuração de projeto da trajetória. Em algumas situações, o operador opta por executar o *backreaming* ao término de cada seção perfurada (uma seção é composta por 3 tubos de perfuração previamente conectados, onde o comprimento total é de aproximadamente 28 m), de maneira a manter o poço com diâmetro o mais constante possível. Neste caso, como a coluna já está conectada ao *top drive* (motor elétrico suspenso na torre), há o consumo de tempo somente para a retirada e retorno da coluna ao fundo do poço. Porém, nas situações de término de fase, será preciso retirar toda a coluna de perfuração efetuando-se conexões e desconexões em cada seção descida no poço para permitir o bombeio de fluido e rotação da coluna. Esta operação consumirá um tempo de operação muito acima do normal, ou seja, a condição na qual a retirada da coluna se processa sem bombeio de fluido e sem rotação.

Devido aos fatos expostos, deve-se aplicar a técnica de *backreaming* somente em casos onde realmente há a necessidade de sua utilização, já que os riscos envolvidos são sempre maiores e podem ocasionar falhas não previstas no poço já construído. Em

suma, deve-se analisar sempre a devida aplicação da estratégia de *backreaming* e, caso seja necessária, efetuar com os devidos controles de maneira à somente melhorar as condições mecânicas do poço para futuras operações.

A velocidade de retirada e rotação da coluna são parâmetros fundamentais para controle e podem ser decisivos para alcançar um melhor resultado para a configuração final do poço a ser construído.

2.3 Vibrações em Colunas de Perfuração

Vibrações em colunas de perfuração consistem em uma das maiores preocupações das empresas operadoras de petróleo e das prestadoras de serviços de perfuração ao redor de todo o mundo. Uma coluna de perfuração é composta por uma série de elementos com características mecânicas distintas, tais como: diâmetro, peso, rigidez e desalinhamentos. Estas características, quando combinadas com os efeitos rotativos e as reações no interior do poço, podem causar excessivas vibrações as quais devem ser controladas para evitar problemas nas paredes do poço ou nos equipamentos eletrônicos embutidos nas colunas.

Os efeitos da vibração consomem energia com a consequente perda de eficiência na taxa de penetração durante a perfuração do poço. Os efeitos causados na coluna de perfuração devido às excessivas vibrações podem ser catastróficos nos próprios componentes da coluna e nas paredes do poço que está sendo perfurado. Dessa forma, torna-se imperativo o devido controle no projeto de colunas e execução da perfuração de poços.

O entendimento do comportamento dinâmico das vibrações nas colunas permite o seu devido controle para mitigar possíveis falhas operacionais. Controles em tempo real são necessários durante o processo devido à alta sensibilidade na mudança de parâmetros de perfuração e as incertezas envolvidas nos modelos matemáticos. As interpretações e ações mitigadoras com os dados de fundo e de superfície são fundamentais para as devidas correções durante o processo construtivo do poço.

Uma das características pertinentes em colunas de perfuração de poços de petróleo é sua alta flexibilidade, ou seja, a relação diâmetro e comprimento atinge a ordem entre $1:10^4$ e $1:10^5$ (BASHMAL, 2004). Usualmente a classificação dos tipos de vibrações em colunas baseia-se em sua direção, dessa forma tem-se: vibração axial, torcional e

transversal, conforme visto na Figura 2.13. A vibração axial é considerada quando esta surge paralela ao comprimento da coluna, já a transversal é perpendicular ao mesmo comprimento. A vibração torcional ocorre em torno do eixo longitudinal da coluna.

Figura 2.13 – Modos de vibrações em colunas de perfuração (BASHMAL, 2004).

Como a coluna de perfuração consiste em um elemento esbelto que possui um diâmetro menor que a parede do poço, ela pode vibrar lateralmente. A vibração lateral é mais importante no tramo inferior. Neste trecho a coluna pode entrar em contato com a parede do poço em diferentes partes. Este tramo inferior da coluna, conforme mencionado anteriormente, é conhecido pela literatura de petróleo como BHA.

As forças de desbalanço na coluna podem causar vibrações laterais, estas por sua vez são capazes de excitar a precessão retrógrada quando existe uma assimetria na rigidez ou amortecimento do sistema. A vibração lateral também é induzida pelo atrito existente entre a coluna rotativa e a parede do poço, o que pode originar uma precessão retrógrada. Valores típicos de frequências da vibração lateral são encontrados entre 0,5 e poucas dezenas de hertz (JANSEN, 1993).

Outro tipo de vibração, a torcional, ocorre quando broca que está em contato com a rocha, ou a parede do poço, diminui sua velocidade de rotação, enquanto a parte superior da coluna continua girando com velocidade de rotação constante, o que acrescenta mais torque na coluna de perfuração, até que a broca repentinamente se solta. Este fenômeno é conhecido como efeito *stick-slip*. Este tipo de vibração torcional possui frequências típicas entre 0,05 a 0,5 Hz (JANSEN, 1993).

O terceiro tipo de vibração que pode ocorrer na coluna é a vibração axial. No caso mais crítico, a broca periodicamente perde contato com a parte inferior do poço. Esta forma de vibrar da coluna é conhecida como *bit-bounce*.

Uma análise dinâmica global da coluna de perfuração geralmente é complicada, visto que os três tipos de vibrações citadas anteriormente podem estar presentes, assim como as disfunções associadas a cada tipo de vibração: precessão direta e retrógrada (*forward or backward whirl*) associada à vibração lateral, *stick-slip* acoplada com *bit-bounce* e em muitos casos, todos os tipos ocorrendo simultaneamente.

Pode-se dizer que os fenômenos ocorrem de forma simultânea e acoplada. A Figura 2.14 apresenta os tipos de vibrações para as colunas de forma separada, de maneira a facilitar a análise e compreensão.

Figura 2.14 – Tipos de vibrações em colunas de perfuração (ALAMO, 2003).

2.4 Modelos Matemáticos de Vibrações em Colunas

Modelos de vibrações em colunas de perfuração de poços de petróleo têm sido amplamente estudados desde a década de 1960. Paslay e Bogy (1963) estudaram as vibrações em colunas de perfuração devido ao contato intermitente dos dentes da broca na rocha. Fischer (1974) analisou a deformação elástica devido ao peso sobre a broca em uma coluna bidimensional em um poço inclinado. Shyu (1989) identificou em testes

de laboratório e no campo, em parceria com a Shell, o acoplamento entre a força axial e as vibrações transversais em colunas. O conjunto de dados evidenciou a existência dos modos de precessão direta e retrógrada. Ainda segundo este estudo, o efeito da rotação na coluna impõe um efeito crucial nas vibrações laterais. A Figura 2.15. mostra um dos modelos simplificados utilizados por Shyu (1989) em suas análises. Neste modelo, considera-se uma viga biapoiada com um disco de inércia em seu centro para acoplar os efeitos axiais e laterais.

Figura 2.15 – Modelo utilizado por Shyu (1989).

A técnica de superposição modal, como forma de obtenção da resposta dinâmica da coluna de perfuração foi estudada por Cordovil (1991), onde o autor realiza uma análise no domínio da frequência com carregamentos simples e transientes. A utilização do método dos elementos finitos tem sido amplamente utilizada nas análises mecânicas de colunas. Czerwinski (1994) utilizou o método para análise dinâmica de colunas, incluindo a obtenção de esforços solicitantes, frequências naturais, modos de vibração e resposta dinâmica no tempo. O estudo, porém, não contempla os efeitos giroscópicos a que as colunas estão submetidas durante os trabalhos normais de perfuração.

Christoforou e Yigit (1997) propuseram em seu trabalho uma modelagem mais sofisticada, que inclui de forma mais realista os efeitos presentes na coluna, tais como: efeitos giroscópicos, contato com a parede do poço, excitação axial devido ao contato com a broca, amortecimento hidrodinâmico devido à influência do fluido de perfuração que percorre o interior e o exterior da coluna. A Figura 2.16 apresenta o esquema para modelagem da coluna de perfuração e a Figura 2.17 o diagrama do modelo matemático, proposto pelo autor, onde são considerados os movimentos da seção média entre os

estabilizadores, sujeitas às forças de restituição elástica de deflexão da coluna e excitações devido ao desbalanço da coluna. Segundo este mesmo autor, o comportamento dinâmico da coluna é demasiadamente complicado, podendo tornar-se não periódico, sugerindo um comportamento caótico. A equação do movimento foi obtida através do método dos modos assumidos e com a abordagem Lagrangeana. Neste estudo não são considerados os efeitos torcionais e a rotação axial da coluna é constante.

Figura 2.16 – Esquema coluna utilizado por Christoforou e Yigit (1997).

Figura 2.17 – Seção A-A para o modelo de Christoforou e Yigit (1997).

Heisig e Neubert (2000) estudaram o problema de vibrações laterais em poços de longa extensão horizontal. Neste caso, a coluna permanece na horizontal e apoiada em toda a sua extensão no poço perfurado. Valores usuais de perfuração de extensão horizontal são na ordem de centenas de metros, e podem ser facilmente encontrados em projetos executados pela Petrobras na Bacia de Campos no Estado do Rio de Janeiro. O trabalho compara três métodos de solução: analítica, elementos finitos com formulação linear e não linear. Os resultados analíticos e os obtidos pela técnica dos elementos finitos com formulação linear exibem uma não ocorrência da dependência das condições de contorno para longas seções horizontais, no caso acima, para extensões acima de 1000 m. Soluções não lineares obtidas confirmaram os resultados analíticos e exibiram o comportamento do modo de precessão direta.

Mais recentemente, os pesquisadores tem se beneficiado, além dos modernos aplicativos para simulações, de sensores de vibrações instalados diretamente nas colunas de perfuração, os quais fornecem dados das vibrações ao longo de toda a perfuração, o que permite um melhor ajuste aos modelos atuais. Há atualmente no mercado, aplicativos de análise de vibrações que permitem, não só auxiliar o projetista, como também, a operadora durante o processo de perfuração. Schmalhorst e Neubert (2003) mostraram em seu trabalho, através de estudos de caso no Golfo do México (*offshore*), com utilização do software de elementos finitos BHASYS®, que se pode melhorar o desempenho e entendimento dos fenômenos dos processos de perfuração através da análise de modelos dinâmicos não lineares, incluindo os efeitos de vibrações laterais. A Figura 2.18 apresenta a modelagem utilizada com elementos finitos para o trecho final da coluna de perfuração.

Figura 2.18 – Modelo 3D com BHASYS ® (SCHMALHORST; NEUBERT, 2003).

Um efeito mais complexo e de certa forma comum nas operações de perfuração é o efeito *stick-slip*. O fenômeno pode ser traduzido como uma vibração torcional onde a aceleração da coluna não é constante, ou seja, a coluna gira e em certo momento interrompe seu movimento rotacional para posteriormente descarregar, de maneira repentina e abrupta, a energia acumulada, criando uma aceleração na velocidade angular da coluna. Khulief, Al-Sulaiman e Bashmal (2006) estudaram este efeito através da modelagem com oscilações devido ao contato da broca com a rocha, onde o comportamento devido ao *stick-slip* foi analisado no domínio do tempo. Neste estudo, foi observada a grande influência dos efeitos combinados entre torção e amplitude da vibração lateral da coluna.

Bayley, Biedger e Gupta (2008) exploram a utilização do software Vybs® para diversas situações de projeto mecânico de colunas de perfuração. Os dados foram comparados com situações reais de perfuração, onde as grandes quantidades de informações provenientes dos sistemas de monitoramento auxiliaram nessa etapa de validação do sistema. Um dos resultados do estudo mostrou a facilidade para a verificação da tendência de vibrações nas colunas com o mínimo de esforço computacional, além da possibilidade de se avaliar melhor o posicionamento dos estabilizadores na coluna.

Alguns autores cientes dos efeitos não lineares a que as colunas de perfuração estão submetidas propõem métodos de análise que contemplam esses efeitos. Jansen (1991) utilizou a teoria da dinâmica de rotores para analisar o comportamento de colunas de perfuração sob aspectos não lineares. Em seu trabalho, ele conclui que os efeitos não lineares associados às forças devido ao fluido de perfuração, a diferença entre diâmetros dos estabilizadores e a parede do poço e o próprio contato com a parede do poço perfurado, são altamente significativas, surgindo em casos extremos comportamento caótico e irregular, com a presença de movimentos de precessão direta e retrógrada na coluna.

Hakimi e Moradi (2010) utilizaram o método da quadratura diferencial para análise de vibrações de coluna considerando impacto na parede de poços próximos à verticalidade. A Figura 2.19 apresenta o esquema utilizando uma série de molas na parede do poço. O sistema de equações não lineares é resolvido através do método de Newton-Raphson, onde são obtidas as frequências naturais laterais, axiais e torcionais.

Figura 2.19 – Modelo utilizado por Hakimi e Moradi (2010).

O estudo apresentado por Aguiar (2010) apresenta uma possível forma positiva de se utilizar as vibrações nas colunas de perfuração. O efeito da vibração axial é tratado como um auxiliar no incremento da taxa de perfuração, como se fosse um martelo embutido na coluna. O objetivo é tentar incrementar a taxa de penetração através dos efeitos de vibroimpacto da broca em rochas duras. O sistema é analisado através da dinâmica não linear com ensaios experimentais e comprovam a eficiência do efeito da força de impacto durante a perfuração.

Apesar da ampla literatura sobre vibrações laterais de colunas de perfuração, não existem trabalhos na literatura atual dedicados exclusivamente às vibrações em condições de *backreaming*. Normalmente os trabalhos e modelos matemáticos contemplam somente casos onde a broca está apoiada no fundo, ou seja, visam estudar o comportamento durante o avanço da broca no poço e não a retirada da coluna do fundo. As companhias de serviços de perfuração fornecem recomendações práticas (empíricas) para operações de *backreaming*.

2.5 Incertezas nas Vibrações em Colunas de Perfuração

Os fenômenos vibratórios que ocorrem em colunas de perfuração de poços de petróleo são complexos e de difícil previsibilidade, devido às relações não lineares e incertezas existentes entre as variáveis envolvidas no processo.

Nestes sistemas físicos, ao se estudar as partes isoladas de cada fenômeno, não se pode concluir que ao somá-las obteremos a resposta real do sistema, como ocorre nos casos lineares. Os fenômenos em sistemas não lineares não agem de forma isolada. A resposta de uma parte interfere na outra, causando um resultado final muito diferente daquela onde se considera somente as partes separadas (NAYFEH; PAI, 2004).

Devido às incertezas envolvidas no processo dinâmico de perfuração, pode-se afirmar que independentemente da quantidade de dados obtidos em um poço já perfurado, não se pode prever seu comportamento futuro somente com dados históricos. No entanto, existem técnicas que permitem avaliar a tendência, ou média, das respostas envolvidas no processo, considerando as incertezas nos dados de entrada no sistema.

A análise de sistemas dinâmicos pode ser dividida em processos determinísticos e estocásticos. Processos determinísticos são caracterizados pela mesma resposta quando submetidos às mesmas condições iniciais e de excitação. Já em processos estocásticos, mesmo que sejam aplicadas as mesmas condições iniciais e excitações, a resposta é aleatória, devido às variabilidades que não podem ser controladas pelo observador (AZEVEDO, 1996).

O conceito de imprevisibilidade está fundamentalmente ligado ao conceito de processos estocásticos. A previsibilidade desses processos é de natureza estatística e só podem, portanto, serem descritos através de sua probabilidade de ocorrência, mesmo que sejam dependentes de uma variável determinística (AZEVEDO, 1996).

Um conjunto de resultados que não possa ser descrito através de uma relação matemática explícita é considerado como estocástico. Um processo estocástico, quando pode ser descrito através de propriedades estatísticas, constitui-se em uma série de valores dependentes do tempo, denominado conjunto de realizações (AZEVEDO, 1996).

As propriedades estatísticas de um processo estocástico são obtidas, de forma geral, através de médias do conjunto considerando todos os registros. Várias classificações são possíveis quanto às características dessas propriedades. Assim, os

processos estocásticos podem ser classificados em estacionários e não estacionários (ROBERTS; SPANOS, 1999).

Os processos estacionários são aqueles em que as propriedades estatísticas não variam com o tempo, já os processos não estacionários são caracterizados por terem as suas propriedades estatísticas variáveis com o tempo e, também, por apresentarem propriedades estatísticas conjuntas em dois instantes diferentes em função desses mesmos instantes e não da sua diferença temporal (ROBERTS; SPANOS, 1999).

A classe de processos estocásticos estacionários é caracterizada pelo fato de as suas propriedades estatísticas serem invariantes relativamente a qualquer translação no tempo. Também as propriedades estatísticas conjuntas para dois instantes diferentes, não são uma função desses instantes, mas sim da diferença temporal. Este fato permite que as propriedades estatísticas de processos estacionários sejam muito mais fáceis de determinar do que as de um processo não estacionário (AZEVEDO, 1996).

Um exemplo de processo estacionário pode ser encontrado nas vibrações induzidas por uma máquina trabalhando em regime permanente e como exemplo de processo não estacionário, as vibrações em edifícios produzidas por abalos sísmicos.

2.5.1 Processos Estocásticos em Vibrações de Colunas

Existem vários trabalhos na literatura onde os conceitos estocásticos e probabilísticos são incorporados no estudo da dinâmica de colunas de perfuração. Ritto (2010) estudou a dinâmica não linear de coluna de perfuração incorporando incertezas, através de modelagem numérica. Em seu estudo, a modelagem de incertezas é aplicada através da abordagem não paramétrica, introduzida por Soize (2000), onde é possível capturar tanto as incertezas de parâmetros como de modelo. As distribuições de probabilidades relacionadas com as variáveis aleatórias do problema foram construídas utilizando-se o Princípio da Máxima Entropia, e a resposta estocástica do sistema é calculada usando o método de Monte Carlo. Através dessa análise, estudou-se métodos de otimização considerando parâmetros críticos durante a perfuração, tais como: esforços máximos e danos devido à fadiga.

Trindade et al. (2005), utilizaram o método de decomposição de Karhunen–Loeve para compreender os fenômenos oscilatórios não lineares acoplados aos problemas de vibro impacto. Nesse estudo, uma viga vertical confinada em um cilindro, sujeita aos

esforços gravitacionais devido ao peso próprio, é estudada e pode ser perfeitamente comparada aos efeitos em colunas de perfuração de poços de petróleo, já que contempla as condições necessárias envolvidas nessas operações. Uma das importantes conclusões obtidas no estudo, diz respeito a grande importância em se considerar os efeitos não lineares na predição de forças reativas no topo e base da coluna de perfuração, mostrando que modelos lineares padrão de vigas não podem representar bem a dinâmica de colunas de perfuração.

Spanos e Chevalier (2000) e Politis (2002) apresentaram um estudo sobre vibrações laterais em colunas de perfuração, mais especificamente no BHA (*Bottom Hole Assembly*), considerando a rigidez devido ao impacto com a parede do poço utilizando métodos estocásticos. Nesse estudo, os autores preocuparam-se em modelar as incertezas através da aplicação da densidade espectral de potência surgida pela força lateral da broca. O método de linearização estatística foi aplicado e comparado com o método de Monte Carlo. Mostra-se neste estudo a grande vantagem numérica, em termos de esforço computacional, em se utilizar o método de linearização estatística ao invés do método de Monte Carlo. Cabe lembrar, que essa modelagem contempla somente os efeitos não lineares obtidos com o impacto da coluna com a parede do poço, o que torna relativamente simples a elaboração do equacionamento pelo método de linearização estatística. O método de linearização estatística consiste basicamente em se obter um sistema de equações lineares equivalente ao modelo não linear através de métodos estatísticos da resposta, detalhes sobre o método podem ser obtidos em Roberts e Spanos (1999).

Vários autores mencionam dificuldades de previsão do comportamento das vibrações em colunas de perfuração devido aos efeitos não lineares e incertezas envolvidas no problema. Ritto, Soize e Sampaio (2009), propõem um estudo sobre as incertezas relacionadas ao contato broca e rocha a ser perfurada. Este estudo considera uma viga de Timoshenko como base teórica e o método dos elementos finitos para solução. A abordagem probabilística não paramétrica é empregada para uma coluna contendo fluido de perfuração, interação broca e rocha e forças de impacto. Uma das principais conclusões do estudo é que a resposta não linear do sistema dinâmico é muito sensível às incertezas geradas pelo contato entre broca e rocha, durante o processo de perfuração. Essas incertezas possuem um importante papel no efeito de acoplamento entre a resposta axial e torcional, e conseqüentemente, na vibração lateral do sistema.

2.6 Conclusão

Ao longo desta revisão bibliográfica constata-se que há várias formas de tratar o problema de vibrações de colunas de perfuração, seja de forma determinística ou estocástica. Modelos matemáticos que incluem efeitos não lineares em conjunto com processos estocásticos, permitem uma maior proximidade com a realidade do problema.

Constata-se que não há na literatura atual estudos aprofundados sobre o comportamento de colunas em operação de *backreaming*, seja de modo determinístico, seja de modo estocástico. Existem na indústria do petróleo recomendações práticas de operação baseadas exclusivamente nos equipamentos de perfuração.

No capítulo seguinte, apresenta-se a proposta de modelagem matemática determinística para o estudo de vibrações em colunas de perfuração durante as operações de *backreaming*.

3 Modelagem Matemática do Sistema Dinâmico

Nesta seção será apresentada a metodologia a ser utilizada na elaboração do modelo matemático para representar as vibrações na coluna de perfuração. Inicialmente apresenta-se a modelagem matemática baseada em um sistema de massa-mola-amortecedor com parâmetros concentrados. O modelo será detalhado inicialmente para dois graus de liberdade, baseando-se na literatura já existente. Posteriormente, o modelo será expandido com o grau de liberdade para torção e em seguida será incluído o efeito devido ao movimento axial, o qual representará a retirada da coluna de perfuração do poço, processo conhecido com *backreaming*.

3.1 Características Gerais do Modelo

O modelo descrito a seguir é basicamente o modelo de dois graus de liberdade apresentado por Jansen (1993), considerando os efeitos do fluido de perfuração, contato dos estabilizadores e comando de perfuração com a parede do poço e excitação devido ao desbalanço do comando. Em seguida o modelo será expandido para o grau de liberdade na direção torcional e com consideração do efeito devido ao movimento axial. As hipóteses consideradas no modelo são:

- Fluido de perfuração: O padrão gerado pelo fluido de perfuração bombeado através da coluna de perfuração com retorno pelo espaço anular possui comportamento altamente complexo. Devido a isso, adota-se a simplificação da força de arrasto proporcional à velocidade de rotação ao quadrado e o conceito de massa adicional de fluido, conforme estudado por Wambsganss et al. (1974);
- Estabilizadores: O modelo considera a folga entre o estabilizador e a parede do poço. Esta folga depende muito do tipo de formação a ser perfurada e do tipo de fluido empregado (aquoso ou base óleo) devido às interações rocha e fluido. As forças hidrodinâmicas geradas nos estabilizadores não serão consideradas no modelo;

- Poço: Assume-se que a seção transversal da parede do poço é perfeitamente circular e o contato entre os estabilizadores e os comandos com a parede do poço obedecem a lei de atrito de Coulomb;
- Rotação da coluna: As rotações empregadas durante a perfuração convencional do poço são normalmente próximas às mais baixas frequências de vibração lateral. Utilizando este critério, pode-se simplificar o problema para análise somente do primeiro modo de vibração lateral. Também será considerada somente a vibração para uma estrutura do tipo viga biapoiada, com contato simultâneo dos estabilizadores na parede do poço, e velocidade de rotação constante;
- Movimento axial: Será considerado na formulação da equação do movimento o arraste (constante assumida como valor fixo), ou seja, o atrito da coluna devido ao movimento axial. Como serão estudadas somente as vibrações laterais, não será considerado no modelo o peso próprio da coluna, assim como as deformações axiais devido ao alongamento da coluna.

3.2 Modelo Dinâmico por Parâmetros Concentrados

A modelagem matemática da dinâmica da coluna de perfuração será efetuada através do método de Newton com parâmetros concentrados. O método de Newton oferece uma melhor visualização das forças atuantes no modelo, além de permitir o trabalho simples com as forças não conservativas devido aos contatos. A utilização de parâmetros concentrados visa simplificar a modelagem, uma vez que são utilizadas somente variáveis dependentes do tempo e geradas equações diferenciais ordinárias, diferentemente do caso contínuo onde as equações são constituídas de derivadas parciais com variáveis em função do tempo e do espaço.

O modelo matemático empregado é composto por uma viga circular biapoiada com parâmetros concentrados. A viga, neste caso, representa o comando de perfuração, ou outro elemento da coluna, e os estabilizadores os apoios na parede do poço. Como mencionado anteriormente nas hipóteses, somente será considerado o primeiro modo de vibrar da viga. O deslocamento é avaliado somente no meio desta viga, onde o movimento pode ser medido nas direções x_1 e x_2 da seção transversal. A Figura 3.1

apresenta o desenho esquemático com todos os elementos da coluna de perfuração. O corte A-A será o objetivo principal do estudo.

Apesar do presente estudo focar no elemento específico da coluna de perfuração (comando), podem-se investigar outros elementos compostos no BHA, por exemplo, os equipamentos eletrônicos de geodirecionamento. Estes equipamentos possuem rigidez e propriedades físicas semelhantes aos comandos de perfuração.

Figura 3.1 – Esquema da coluna e seção A-A para vibrações laterais.

Os parâmetros concentrados de massa, amortecimento e rigidez equivalente foram derivados através do método do trabalho virtual (detalhes no Apêndice A). O sistema possui dois graus de liberdade para o movimento na direção transversal da viga, representando a flexão nas direções x_1 e x_2 , e um grau de liberdade para o efeito torcional.

O equacionamento é representando em coordenadas cartesianas com origem no centro do poço. A viga possui excentricidade devido ao desbalanço de massa, o qual será representado pela diferença entre o centro de massa e o centro geométrico do comando. A Figura 3.2 apresenta o esquema para compreensão da modelagem utilizada onde se podem verificar as relações geométricas entre a parede do poço, estabilizador e o comando de perfuração, referindo-se a seção A-A da Figura 3.1. Neste caso, D_c é o diâmetro do comando, D_s é o diâmetro do estabilizador e D_h é o diâmetro do poço.

Figura 3.2 – Características geométricas do poço, comando e estabilizador utilizadas para modelagem.

O sistema de referência dos eixos cartesianos adotado é mostrado na Figura 3.3. Neste caso, os graus de liberdade de movimento lateral da coluna ocorrem nas direções x_1 e x_2 , enquanto o movimento axial ocorre na direção x_3 . O grau de liberdade para ângulo de rotação do comando será representado por ϕ , conforme Figura 3.3.

Figura 3.3 – Sistema de referência inercial utilizado na modelagem matemática da coluna

No presente trabalho serão utilizadas as coordenadas inerciais para análise e interpretação, porém, pode-se utilizar coordenadas rotativas, ou seja, sistema de referência fixa no plano rotativo, conforme ilustrado na Figura 3.4. Neste caso, *CG* quer dizer centro geométrico, *cm* é o centro de massa, Ω é a velocidade de rotação do eixo, q é a deflexão lateral do BHA, e $(\Omega t - \phi)$ é o deslocamento angular do BHA.

Figura 3.4 – Sistemas de referência inercial e rotativo.

O sistema de referência rotativo é importante para análise de dados de campo das colunas de perfuração, uma vez que os sensores são fixos no interior da coluna (SHYU, 1989). Assim, tem-se:

$$\begin{cases} x_{1r} = x_1 \cos \Omega t + x_2 \sin \Omega t \\ x_{2r} = -x_1 \sin \Omega t + x_2 \cos \Omega t \end{cases} \quad (3.1)$$

Como a rigidez dos tubos de perfuração é menor do que a dos comandos de perfuração é necessário considerar a diferença entre os ângulos de deslocamento na coluna, sendo o deslocamento angular na superfície representada como Ωt e nos comandos de perfuração representado como ϕ . O ângulo relativo entre eles será considerado pequeno, pois a velocidade de rotação será mantida constante e, como a broca não estará em contato com o fundo do poço para análise de movimento axial (*backreaming*), pode-se desprezar os efeitos de *stick-slip* severos, pois o atrito sofrido pela coluna não é suficiente para promover distorções elevadas nos tubos.

A Figura 3.5 ilustra a diferença de deslocamento angular para diferentes elementos tubulares em uma coluna de perfuração. Como já descrito no Capítulo 2, o diâmetro dos comandos de perfuração são maiores e obviamente possuem um momento de inércia polar mais elevado.

Figura 3.5 – Ilustração da deformação angular devido à torção em uma coluna de perfuração.

3.2.1 Força de Inércia

A força de inércia (força de D'Alembert) resultante da aceleração atuante no centro de massa do comando e a força de inércia devido ao fluido atuante em seu centro geométrico podem ser descritas conforme a Equação (3.2) e Equação (3.3). A variável com o símbolo ($\dot{}$) representa as coordenadas do centro de massa e o símbolo ($\ddot{}$) representa a derivação com relação ao tempo. Neste caso serão considerados somente os deslocamentos laterais do comando. A Figura 3.6 apresenta o esquema de coordenadas de massa e do centro geométrico do comando de perfuração.

$$F_{m,x_1} = -m\ddot{x}'_1 - m_f\ddot{x}_1 \quad (3.2)$$

$$F_{m,x_2} = -m\ddot{x}'_2 - m_f\ddot{x}_2 \quad (3.3)$$

onde m é a massa equivalente do comando e m_f é a massa equivalente de fluido no sistema.

Figura 3.6 – Representação das forças atuantes na coluna de perfuração.

Adota-se convenientemente a descrição do movimento com relação ao centro geométrico do comando ao invés do seu centro de massa, conforme Figura 3.6. A referência para os cálculos serão baseadas no giro relativo entre comando e tubo de perfuração. Assim, o centro de massa pode ser relacionado com o centro geométrico através das relações e derivações com relação ao tempo t , conforme abaixo:

$$x'_1 = x_1 + e_0 \cos(\Omega t - \phi) \quad (3.4)$$

$$x'_2 = x_2 + e_0 \sin(\Omega t - \phi) \quad (3.5)$$

$$\dot{x}'_1 = -e_0 \sin(\Omega t - \phi)(\Omega - \dot{\phi}) + \dot{x}_1 \quad (3.6)$$

$$\dot{x}'_2 = e_0 \cos(\Omega t - \phi)(\Omega - \dot{\phi}) + \dot{x}_2 \quad (3.7)$$

$$\ddot{x}'_1 = -e_0 \cos(\Omega t - \phi)(\Omega - \dot{\phi})^2 + e_0 \sin(\Omega t - \phi)\ddot{\phi} + \ddot{x}_1 \quad (3.8)$$

$$\ddot{x}'_2 = -e_0 \sin(\Omega t - \phi)(\Omega - \dot{\phi})^2 - e_0 \cos(\Omega t - \phi)\ddot{\phi} + \ddot{x}_2 \quad (3.9)$$

onde Ω representa a velocidade de rotação da coluna de perfuração na superfície, t o tempo, e_0 a excentricidade do centro de massa do comando com relação ao seu centro geométrico e ϕ o ângulo de rotação relativo do comando.

Utilizando as relações apresentadas pela Equação (3.8) e Equação (3.9) e substituindo na Equação (3.2) e Equação (3.3), pode-se reescrever a equação da força de inércia em função somente das coordenadas com relação ao centro geométrico, conforme Equação (3.10) e Equação (3.11).

$$F_{m,x_1} = -(m + m_f)\ddot{x}_1 + me_0 \cos(\Omega t - \phi)(\Omega - \dot{\phi})^2 - me_0 \sin(\Omega t - \phi)\ddot{\phi} \quad (3.10)$$

$$F_{m,x_2} = -(m + m_f)\ddot{x}_2 + me_0 \sin(\Omega t - \phi)(\Omega - \dot{\phi})^2 + me_0 \cos(\Omega t - \phi)\ddot{\phi} \quad (3.11)$$

3.2.2 Força de Amortecimento (Fluido de Perfuração)

A força de amortecimento resultante do arrasto do fluido pode ser modelada, segundo Jansen (1993), proporcionalmente à velocidade ao quadrado no sentido oposto ao movimento do comando, conforme Equação (3.12) e Equação (3.13), com relação ao centro geométrico da coluna.

$$F_{d,x_1} = -c_f v_g^2 \frac{\dot{x}_1}{\sqrt{\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2}} = -c_f \sqrt{\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2} \dot{x}_1 \quad (3.12)$$

$$F_{d,x_2} = -c_f v_g^2 \frac{\dot{x}_2}{\sqrt{\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2}} = -c_f \sqrt{\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2} \dot{x}_2 \quad (3.13)$$

onde c_f é o coeficiente de amortecimento equivalente do fluido e $v_g = \sqrt{\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2}$ a magnitude da velocidade. Esta força é aplicada no centro geométrico do comando, conforme ilustrado na Figura 3.6.

3.2.3 Força de Restauração (Contato Estabilizador – Poço)

A força de restauração devido ao contato do estabilizador com a parede do poço é considerada aplicada no centro geométrico do comando e está representada pela Equação (3.14). As forças de restauração devido ao contato do estabilizador radial, $F_{k,rad}$ e tangencial $F_{k,tan}$ apresentadas na Figura 3.6 são obtidas através da decomposição da força F_k . Esta decomposição é efetuada para permitir a consideração do contato entre o estabilizador e a parede do poço, pois este atrito gera um movimento relativo entre comando e estabilizador.

A Equação (3.14) representa a força de restauração aplicado no comando devido ao impacto do estabilizador contra a parede do poço. A Figura 3.7 ilustra as forças de contato do estabilizador e as relações geométricas para obtenção da decomposição da força de restauração do estabilizador para o centro geométrico do comando.

$$F_k = -K(x_1, x_2, \phi) p \quad (3.14)$$

onde $K(x_1, x_2, \phi)$ é a rigidez à flexão equivalente do comando e p a deflexão radial do comando devido à flexão na direção do centro geométrico do estabilizador, S_o .

Figura 3.7 – Força de restauração devido ao contato do estabilizador e relações geométricas.

O contato entre estabilizador e a parede do poço gerada por um ângulo de atrito ϕ , é transportada para o centro geométrico do comando e relacionada com a deflexão radial do comando q , com respeito ao centro geométrico do poço, conforme desenvolvimento apresentado através das Equações (3.15) a (3.22). Desmembrando a Equação (3.14) no sentido radial e tangencial da força, obtêm-se a Equação (3.15) e Equação (3.16) para $q > S_o$, onde q é a deflexão radial do centro geométrico do comando com relação ao centro do poço e a variável $S_o = \frac{1}{2}(D_h - D_s)$ representa a folga entre o estabilizador e a parede do poço, sendo D_h o diâmetro do poço e D_s o diâmetro do estabilizador.

$$F_{k,rad} = -K p \cos \Gamma \quad (3.15)$$

$$F_{k,tan} = -K p \sen \Gamma \quad (3.16)$$

As relações trigonométricas apresentadas pela Equação (3.17) e Equação (3.18) são obtidas diretamente da Figura 3.7.

$$p = q \cos \Gamma - S_o \cos \varphi \quad (3.17)$$

$$\text{sen } \Gamma = \frac{S_o}{q} \text{sen } \varphi \quad (3.18)$$

A Equação (3.17) representa a distância entre o centro geométrico do comando e o centro geométrico do estabilizador. Cabe salientar que, para um valor de q menor do que S_o corresponderá a uma força de restauração zero, uma vez que não haverá contato entre o estabilizador e a parede do poço.

Substituindo a Equação (3.17) na Equação (3.15) e Equação (3.16) tem-se:

$$F_{k,rad} = -K(q \cos^2 \Gamma - S_o \cos \varphi \cos \Gamma) \quad (3.19)$$

$$F_{k,tan} = -K(q \cos \Gamma \text{sen } \Gamma - S_o \cos \varphi \text{sen } \Gamma) \quad (3.20)$$

Assumindo um coeficiente de atrito μ_{stb} de no máximo 0.35, o que corresponde a um ângulo de atrito φ de 20°, pode-se simplificar a Equação (3.19) e Equação (3.20) através da expansão de Taylor para os termos trigonométricos, ou seja, $\text{sen } x \approx x$ e $\cos x \approx 1$ e utilizando a relação trigonométrica apresentada pela Equação (3.18), obtendo-se assim a Equação (3.21) e Equação (3.22).

$$F_{k,rad} = -K(q - S_o) \quad (3.21)$$

$$F_{k,tan} = -K \varphi \left(S_o - \frac{S_o^2}{q} \right) \quad (3.22)$$

onde $\varphi = \arctan(\mu_{stb})$ representa o ângulo do coeficiente de atrito entre estabilizador e a parede do poço.

Este valor máximo de coeficiente de atrito é justificado através da análise de valores usuais na indústria de petróleo, conforme Jansen (1993).

Transformando a Equação (3.21) e Equação (3.22) para o sistema cartesiano inercial de coordenadas com relação ao centro geométrico do poço (Figura 3.6), tem-se:

$$F_{k,1} = -F_{k,rad} \frac{x_1}{q} + F_{k,tan} \frac{x_2}{q} \quad (3.23)$$

$$F_{k,2} = -F_{k,rad} \frac{x_2}{q} - F_{k,tan} \frac{x_1}{q} \quad (3.24)$$

$$q = \sqrt{x_1^2 + x_2^2} \quad (3.25)$$

onde q representa a deflexão radial total do comando com relação as coordenadas inerciais cartesianas no centro do poço.

3.2.4 Força de Restauração (Contato Comando - Poço)

A força de restauração devido ao contato do comando de perfuração com a parede do poço é modelada segundo um sistema massa-mola-amortecedor. Aplicando-se as condições de contorno obtêm-se as relações apresentadas pela Equação (3.26) e Equação (3.27) (vide demonstração no Apêndice B) com relação ao centro geométrico da coluna (Figura 3.6), da forma:

$$F_{w,rad} = -k_w(q - c_o) - c_w \dot{q} \quad (3.26)$$

$$F_{w,tan} = -S\mu_c |F_{w,rad}| \quad (3.27)$$

onde μ_c representa o coeficiente de fricção entre o comando e a parede do poço, k_w a rigidez da parede do poço, c_w o amortecimento da parede do poço, S é a direção do movimento tangencial e c_o a folga radial entre raio do poço e raio do comando de perfuração, conforme Equação (3.29).

Basicamente a variável S define se o movimento rotativo da coluna é de precessão direta ou retrógrada, conforme Equação (3.28).

$$S = \text{sign}(v_g - v_{tan}) \quad (3.28)$$

$$c_o = \frac{1}{2}(D_h - D_c) \quad (3.29)$$

A Figura 3.8 mostra a coluna em contato com a parede do poço e as velocidades de rotação do eixo e velocidade linear no ponto de contato do comando com a parede do poço.

Figura 3.8 – Representação de velocidades relativas eixo rotativo e parede do poço.

A velocidade final contempla a velocidade de giro devido à excentricidade gerada do rotor, ou seja, devido ao seu deslocamento relativo ao centro do poço, $v_g = |\dot{q}|$, conforme Equação (3.30) e a velocidade tangencial no ponto de contato, v_{tan} , conforme Equação (3.31).

$$v_g = \sqrt{\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2} \quad (3.30)$$

$$v_{tan} = \frac{D_c}{2} \Omega \quad (3.31)$$

3.2.5 Força de Contato Axial devido ao Movimento da Coluna

Durante o movimento ascendente ou descendente da coluna, as forças de contato radiais do comando e do estabilizador com a parede do poço são consideradas no modelo através da função que relaciona a velocidade de rotação da coluna em conjunto com a velocidade de movimentação da coluna na direção axial, conforme proposto por

Aadnoy, Fazaelizadeh e Hareland (2010) com os devidos ajustes para o modelo em desenvolvimento. Assim tem-se:

$$F_{c,axial} = -sign(\dot{x}_3) (F_{k,rad} \mu_{stb} \sen \psi_{stb} + F_{w,rad} \mu_c \sen \psi_c) - drag \quad (3.32)$$

$$\psi_{stb} = \tan^{-1} \left(\frac{\dot{x}_3}{\frac{D_s}{2} \dot{\phi}} \right) \quad (3.33)$$

$$\psi_c = \tan^{-1} \left(\frac{\dot{x}_3}{\frac{D_c}{2} \dot{\phi}} \right) \quad (3.34)$$

A Equação (3.32) representa a força axial de arraste devido aos contatos do estabilizador e comando contra a parede do poço, relacionadas com o movimento combinado de rotação da coluna e velocidade de retirada. A Equação (3.33) e Equação (3.34) relacionam a velocidade de movimentação axial com a rotação da coluna para o estabilizador e comando respectivamente. A representação gráfica pode ser vista na Figura 3.9.

Figura 3.9 – Velocidade relativa devido à velocidade de retirada e velocidade de rotação.

As forças de contato do estabilizador e do comando com a parede do poço são levadas em consideração somente nos momentos de impacto, utilizando o atrito seco de Coulomb como hipótese.

A Figura 3.10 apresenta o esquema utilizado para representar as forças laterais e o movimento axial. O *drag*, como conhecido na literatura do petróleo, é a força que representa o arrasto da coluna gerada durante o movimento axial. Esta força contempla os atritos laterais de contato com a parede do poço e devido aos efeitos viscosos do fluido.

Os fatores multiplicadores $\sin \psi_{stb}$ e $\sin \psi_c$ relacionam o decréscimo na força axial devido aos efeitos rotativos da coluna, proporcionais à velocidade de rotação do estabilizador e comando respectivamente, com o movimento axial da coluna de perfuração, conforme proposto por Aadnoy, Fazaelizadeh e Hareland (2010).

Figura 3.10 – Forças laterais de contato durante a retirada da coluna.

A consideração dos efeitos na vibração da coluna devido ao movimento axial são implementados através do ajuste no valor da rigidez K do comando. A Equação (3.35) apresenta a relação de K em função dos esforços axiais $F_{c,axial}$ e torque T na coluna.

$$K = \frac{EI\pi^4}{2l_1^3} - \frac{T\pi^3}{2l_1^2} - \frac{F_{c,axial}\pi^2}{2l_1} \quad (3.35)$$

Observa-se que uma força axial de compressão (sentido positivo) resulta em um decréscimo no valor de rigidez a flexão, enquanto o esforço de tração (sentido negativo) resulta em seu incremento. Além disso, o valor de K é retroalimentado durante o processo de solução da equação diferencial, uma vez que é dependente do torque e da força axial na coluna, atualizadas com relação ao tempo em função dos graus de liberdade em x_1 , x_2 e ϕ , conforme algoritmo de solução apresentado na Seção 3.3.

3.2.6 Momentos Aplicados na Coluna

Os momentos aplicados na coluna considerados no modelo são devidos aos efeitos de amortecimento do fluido, das forças de restauração do estabilizador e impacto do comando contra a parede do poço.

Os momentos aplicados no centro de massa (CM) do eixo rotativo devido às forças de amortecimento do fluido, obtidos através da Equação (3.12) e Equação (3.13) são apresentados pela Equação (3.36).

$$\sum M_{CM_{fluido}} = F_{d,x_1} e_0 \sin(\Omega t - \phi) - F_{d,x_2} e_0 \cos(\Omega t - \phi) \quad (3.36)$$

Os momentos aplicados no centro de massa do eixo rotativo devido às forças radiais e tangenciais de restauração de contato do estabilizador e impacto do comando contra a parede do poço são descritas pela Equação (3.37).

$$\begin{aligned} \sum M_{CM_{estab+comando}} = & \left\{ -F_{k,tan} e_0 \cos \lambda - (F_{k,rad} + F_{w,rad}) e_0 \sin \lambda + \right. \\ & \left. F_{w,tan} \left[\frac{D_c}{2} - e_0 \cos \lambda \right] \cos \psi_c \right\} \end{aligned} \quad (3.37)$$

O fator multiplicador $\cos \psi_c$ diz respeito ao decréscimo de torque devido ao movimento axial da coluna, para rotação da coluna constante, conforme proposto por Aadnoy, Fazelizadeh e Hareland (2010), vide Figura 3.11. Cabe salientar que os momentos de restauração devido aos contatos com o estabilizador são considerados no comando, devido a isso se utiliza o fator com referência somente ao diâmetro do comando ψ_c . Este efeito é bem conhecido na indústria do petróleo. Quando se aumenta a rotação da coluna ocorre um decréscimo na força axial de retirada e um acréscimo no

torque. O efeito inverso também ocorre, ou seja, o incremento na velocidade de retirada diminui o torque, para uma mesma rotação.

Figura 3.11 – Relação entre torque e variação da força de arrasto devido ao movimento axial da coluna.

3.2.7 Equações Globais

As equações do movimento e a sua adimensionalização são obtidas para o sistema completo através da aplicação direta do método de Newton. O sistema de equações obtido será então transformado para o espaço de estados para permitir a utilização de algoritmos eficazes na solução do sistema de equações diferenciais.

Primeiramente se obtém as equações do movimento através das condições de equilíbrio dinâmico para todas as direções, através do somatório das forças no centro geométrico do comando e dos momentos com relação ao centro de massa do comando, conforme Equações (3.38) a (3.40).

$$\begin{aligned} \sum F_{x_1} = 0 \Rightarrow (m + m_f)\ddot{x}_1 + c_f\sqrt{\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2}\dot{x}_1 - F_{k,rad}\frac{x_1}{q} + F_{k,tan}\frac{x_2}{q} - F_{w,rad}\frac{x_1}{q} + \\ F_{w,tan}\frac{x_2}{q} = me_0 \cos(\Omega t - \phi)(\Omega - \dot{\phi})^2 - me_0 \sin(\Omega t - \phi)\ddot{\phi} \end{aligned} \quad (3.38)$$

$$\begin{aligned} \sum F_{x_2} = 0 \Rightarrow (m + m_f)\ddot{x}_2 + c_f\sqrt{\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2}\dot{x}_2 - F_{k,rad}\frac{x_2}{q} - F_{k,tan}\frac{x_1}{q} - F_{w,rad}\frac{x_2}{q} - \\ F_{w,tan}\frac{x_1}{q} = me_0 \sin(\Omega t - \phi)(\Omega - \dot{\phi})^2 + me_0 \cos(\Omega t - \phi)\ddot{\phi} \end{aligned} \quad (3.39)$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{CM} = 0 \Rightarrow & J\ddot{\phi} + c_v(\dot{\phi} - \Omega) + K_t(\phi - \Omega t) + F_{d,x_1} e_0 \sin(\Omega t - \phi) - \\ & F_{d,x_2} e_0 \cos(\Omega t - \phi) + \cos \psi_c \left\{ -F_{k,tan} e_0 \cos \lambda - (F_{k,rad} + \right. \\ & \left. F_{w,rad}) e_0 \sin \lambda + F_{w,tan} \left[\frac{D_c}{2} - e_0 \cos \lambda \right] \right\} = 0 \end{aligned} \quad (3.40)$$

onde J é o momento de inércia equivalente do BHA, c_v é o coeficiente de viscosidade para torção, c_f é o coeficiente de amortecimento equivalente do fluido, K_t é a rigidez a torção equivalente e ψ_c é o ângulo entre velocidade axial e velocidade de rotação do comando e $\lambda = \theta - \Omega t + \phi$.

O movimento de rotação relativo do eixo ϕ apresentado na Equação (3.40) se processa através da relação $(\Omega t - \phi)$ que representa o movimento absoluto entre *drill pipes* e comando no sistema inercial. Derivando-se $(\Omega t - \phi)$ com relação ao tempo t tem-se:

$$\frac{d}{dt}(\Omega t - \phi) = \Omega - \dot{\phi} \quad (3.41)$$

$$\frac{d^2}{dt^2}(\Omega t - \phi) = -\ddot{\phi} \quad (3.42)$$

A seguir apresenta-se o processo de adimensionalização das equações governantes do movimento. A Equação (3.43) refere-se ao sistema de coordenadas adimensional com relação c_o (folga entre o comando e a parede do poço) e a Equação (3.44) representa o tempo adimensional com relação ω (frequência natural para o primeiro modo da viga biapoada), sendo i o número da coordenada em análise, K a rigidez à flexão da viga e m a massa equivalente do comando de perfuração (vide Apêndice A), conforme Equação (3.45).

$$y_i = \frac{x_i}{c_o} \quad (3.43)$$

$$\tau = \omega t \quad (3.44)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (3.45)$$

A Equação (3.46) e Equação (3.47) mostram o processo de diferenciação com relação ao tempo adimensional τ .

$$\dot{x}_i = \dot{y}_i c_o \omega \quad (3.46)$$

$$\ddot{x}_i = \ddot{y}_i c_o \omega^2 \quad (3.47)$$

Utilizando a Equação (3.43) na Equação (3.25) tem-se a deflexão radial total do comando normalizada com relação às coordenadas inerciais cartesianas, conforme Equação (3.48).

$$\bar{q} = c_o \sqrt{y_1^2 + y_2^2} \quad (3.48)$$

Efetuada a adimensionalização na Equação (3.30) e Equação (3.31), obtém-se a Equação (3.49) e Equação (3.50).

$$\bar{v}_g = \sqrt{\dot{y}_1^2 + \dot{y}_2^2} \quad (3.49)$$

$$\bar{v}_{tan} = \frac{D_c}{2c_o\omega} \Omega \quad (3.50)$$

Adotando $\sigma = \left(\frac{D_c}{2c_o}\right)$ como sendo a razão de folga entre comando e parede do poço e $\eta = \frac{\Omega}{\omega}$ como a relação entre a rotação da coluna e a frequência natural à flexão da viga, tem-se a Equação (3.28) na forma adimensional, conforme apresentado na Equação (3.51).

$$\bar{S} = sign\left(\sqrt{\dot{y}_1^2 + \dot{y}_2^2} - \sigma\eta\right) \quad (3.51)$$

Para facilitar a apresentação, adotam-se algumas variáveis auxiliares conforme visto nas Equações (3.52) a (3.54).

$$a = \sqrt{y_1^2 + y_2^2} \quad (3.52)$$

$$b = \sqrt{\dot{y}_1^2 + \dot{y}_2^2} \quad (3.53)$$

$$c = y_1^2 + y_2^2 \quad (3.54)$$

A seguir são adotadas as seguintes transformações para adimensionalização do sistema de equações. O fator adimensionalizador utilizado para relacionar todos os graus de liberdade encontrados foi $1/(c_o K J \omega^2)$. A Equação (3.55) apresenta as relações utilizadas para adimensionalizar todo o sistema de equações.

$$\beta = \frac{m_f + m}{m}; \xi = \frac{c_f c_o}{m}; \zeta = \frac{S_o}{c_o}; \Delta = \frac{k_w}{k}; \nu = \frac{c_w}{m \omega}; \epsilon = \frac{e_o}{c_o} \quad (3.55)$$

onde β é o fator de massa adicional, ξ é o coeficiente de amortecimento do fluido normalizado, ζ é a folga do estabilizador normalizado, Δ é o coeficiente de rigidez relativa entre parede do poço e coluna de perfuração, ν é o coeficiente de amortecimento devido ao contato do comando com a parede do poço e ϵ a excentricidade de massa normalizada.

Através das relações apresentadas pelas Equações (3.52) a (3.55), podem-se reescrever a Equação (3.21) como a Equação (3.56) e a Equação (3.22) como a Equação (3.57) para o contato do estabilizador com a parede do poço. Da mesma forma, podem-se reescrever a Equação (3.26) como a Equação (3.58) e a Equação (3.27) como a Equação (3.59) para o contato do comando com a parede do poço.

$$\bar{F}_{k,rad} = -\left(1 - \frac{\zeta}{a}\right) \quad (3.56)$$

$$\bar{F}_{k,tan} = \varphi \left(\frac{\zeta}{a} - \frac{\zeta^2}{c} \right) \quad (3.57)$$

$$\bar{F}_{w,rad} = -\Delta(a - 1) - \nu b \quad (3.58)$$

$$\bar{F}_{w,tan} = -\bar{S} \mu_c |F_{w,rad}| \quad (3.59)$$

Substituindo e efetuando as simplificações necessárias no processo de adimensionalização nas equações do movimento obtidas pelas Equações (3.38) a (3.40), obtêm-se as equações do movimento para os três graus de liberdade, conforme Equações (3.60) a (3.62), sob as condições de contato impostas pela Equação (3.63).

$$\beta \ddot{y}_1 + \xi b \dot{y}_1 - \alpha \bar{F}_{k,rad} y_1 + \alpha \bar{F}_{k,tan} y_2 - \delta \bar{F}_{w,rad} y_1 + \delta \bar{F}_{w,tan} y_2 - \epsilon \cos(\eta\tau - \phi) \frac{(\Omega - \dot{\phi})^2}{\omega^2} + \frac{\epsilon}{\omega^2} \text{sen}(\phi - \eta\tau) \ddot{\phi} = 0 \quad (3.60)$$

$$\beta \ddot{y}_2 + \xi b \dot{y}_2 - \alpha \bar{F}_{k,rad} y_2 - \alpha \bar{F}_{k,tan} y_1 - \delta \bar{F}_{w,rad} y_2 - \delta \bar{F}_{w,tan} y_1 - \epsilon \text{sen}(\eta\tau - \phi) \frac{(\Omega - \dot{\phi})^2}{\omega^2} - \frac{\epsilon}{\omega^2} \cos(\eta\tau - \phi) \ddot{\phi} = 0 \quad (3.61)$$

$$\ddot{\phi} + 2\xi_t \bar{w}_s (\dot{\phi} - \eta) + \bar{w}_s^2 \left(\phi - \eta\tau + \frac{T_o}{k_t} \right) + \bar{c}_f b \dot{y}_1 \text{sen}(\eta\tau - \phi) - \bar{c}_f b \dot{y}_2 \cos(\eta\tau - \phi) + \cos \psi_c \{ -\alpha \bar{F}_{k,tan} \epsilon \cos \lambda^* - (\alpha \bar{F}_{k,rad} + \delta \bar{F}_{w,rad}) \epsilon \text{sen} \lambda^* + \delta \bar{F}_{w,tan} [\sigma - \epsilon \cos \lambda^*] \} = 0 \quad (3.62)$$

Para:

$$\alpha \text{ e } \delta \begin{cases} \text{Se } a > \zeta \text{ e } a \leq 1 \rightarrow \alpha = 1 \text{ e } \delta = 0 \text{ (impacto estabilizador)} \\ \text{Se } a > 1 \rightarrow \alpha = 1 \text{ e } \delta = 1 \text{ (impacto estabilizador e comando)} \\ \text{Se } a \leq \zeta \rightarrow \alpha = 0 \text{ e } \delta = 0 \text{ (sem impacto)} \end{cases} \quad (3.63)$$

Onde:

$$\psi_c = \tan^{-1} \left(\frac{\dot{x}_3}{\frac{D_c}{2} \dot{\phi}} \right) : \text{ângulo velocidade movimento axial e rotação comando}$$

$$\bar{F} = \frac{c_o}{J\omega^2} : \text{coeficiente adimensionalizador para forças de contato}$$

$$\lambda^* = \theta^* - \eta\tau + \phi : \text{ângulo normalizado para cálculo dos momentos}$$

$\theta^* = \text{atan} \left(\frac{y_1}{y_2} \right)$: ângulo de giro do eixo em coordenadas normalizadas

$\bar{\omega}_s = \frac{\omega_s}{\omega}$: frequência natural de torção normalizada

$\omega_s = \sqrt{\frac{K_t}{J}}$: frequência natural de torção

$\omega = \sqrt{\frac{K}{m}}$: frequência natural à flexão

$\bar{c}_f = \frac{c_f c_o^2 e_0}{J}$: coeficiente normalizado amortecimento hidrodinâmico para torção

c_f : coeficiente equivalente de amortecimento hidrodinâmico

$\xi_t = \frac{c_v}{2J\omega_s}$: coeficiente normalizado amortecimento viscoso para torção no fluido

$\sigma = \left(\frac{D_c}{2c_o} \right)$: razão de folga entre comando e parede do poço

$\eta = \frac{\Omega}{\omega}$: razão entre rotação da coluna e frequência natural à flexão

T_o : Torque inicial na coluna

O sistema de equações diferenciais apresentadas pelas Equações (3.60) a (3.62) com as condições impostas pela Equação (3.63) são transformadas para variáveis de espaço-estado para permitir a solução via métodos numéricos, ou seja, resolução de sistema de equações diferenciais para problema de valor inicial do tipo $M(\tau, u)\dot{u} = F(\tau, u)$, onde M é a matriz de estado do sistema, dependente do tempo durante o processo de integração, u variáveis no espaço estado representantes das coordenadas adimensionais y_1, y_2, ϕ e τ o tempo adimensional.

3.3 Algoritmo de Simulação Numérica

O fluxograma apresentado na Figura 3.12 mostra os passos básicos para a solução do modelo computacional. O sistema de equações é não linear e não autônomo, devido a isso as variáveis são atualizadas em função do tempo adimensional durante o processo de integração das equações. Utiliza-se o programa Matlab® para integrar as equações.

Figura 3.12 – Fluxograma para simulação numérica.

Inicialmente, o programa calcula os valores dos coeficientes geométricos e físicos do problema. Em seguida é utilizada a função do Matlab® ODE23 (algoritmo de Runge-Kutta de segunda ordem) ou ODE113 (algoritmo de Adams-Bashforth-Moulton), para solução do problema de valor inicial do sistema de equações diferenciais ordinárias. Estas funções foram escolhidas devido ao menor tempo computacional em relação à função ODE45 (algoritmo de Runge-Kutta de quarta ordem), que é a função mais comumente utilizada em integrações numéricas devido à sua precisão, porém com alto custo computacional. A função ODE23 foi escolhida devido à alta não linearidade do sistema, ocasionada principalmente pelos impactos na parede do poço. Nos casos onde não há contato direto da coluna contra a parede do poço, a função ODE113 apresenta menor tempo de processamento. O rígido critério de tolerância que o algoritmo permite utilizar também influenciou na escolha da função. O passo de integração foi definido em função da maior frequência natural do sistema e esta ocorre no momento do impacto do comando na parede do poço. Nos momentos de impacto do comando o comportamento se assemelha ao sistema de massa-mola, onde a relação entre a rigidez da coluna com a rigidez da parede do poço domina a frequência natural do processo.

Segundo Jansen (1993), o máximo passo a ser utilizado deve ser de pelo menos 1/5 da metade de uma oscilação da frequência natural do sistema massa-mola determinado pelo coeficiente adimensional de rigidez do contato com a parede do poço. Este critério foi mantido para validação dos modelos segundo a literatura, porém, a depender do valor da rigidez de contato entre a coluna e a parede do poço, o valor do passo deve ser alterado, conforme Equação (3.61), (JANSEN, 1993).

$$\Delta\tau \leq \frac{0,2 \pi}{\sqrt{A}} \quad (3.64)$$

Para atualização da rigidez à flexão K , apresentada pela Equação (3.35) e Apêndice A, são utilizadas as expressões mostradas pela Equação (3.32) e Equação (3.65), conforme Aadnøy, Fazaelizadeh e Hareland (2010).

$$T_n = \bar{S} \left(F_{w,rad} \mu_c \right) \frac{D_c}{2} \cos \psi_c \quad (3.65)$$

onde T_n é torque atualizado para novo cálculo de K , devido ao contato do comando de perfuração contra a parede do poço.

A Equação (3.32) e Equação (3.65) devem ser transformadas, através do processo inverso de adimensionalização, para valores físicos que permitam um novo cálculo de K , a cada nova iteração na resolução do sistema de equações diferenciais.

3.4 Comparação do Modelo Matemático com a Literatura

Nesta seção será apresentada a comparação do modelo matemático descrito anteriormente com os resultados obtidos pela literatura. Inicialmente serão comparados os modelos somente com dois graus de liberdade e em seguida considerando o acoplamento do grau de liberdade para efeito torcional na coluna de perfuração.

3.4.1 Simulações Numéricas

O modelo matemático proposto nesta tese foi desenvolvido a partir do modelo mais simplificado proposto por Jansen (1993). A seguir serão apresentados resultados obtidos com o modelo desenvolvido em relação ao modelo com dois graus de liberdade, onde os dados iniciais para simulação foram reproduzidos para fins unicamente de comparação do modelo proposto (detalhes podem ser encontrados na própria referência).

As situações apresentadas visam verificar o acoplamento de todas as variáveis, ou seja, efetuam-se verificações para casos com e sem atritos entre coluna e parede do poço, variações na excentricidade da coluna, diferentes aplicações de velocidades de rotação na coluna. Observam-se também, através das simulações efetuadas os fenômenos de precessão direta e retrógrada da coluna de perfuração.

As figuras apresentadas a seguir reproduzem os resultados obtidos por Jansen, op. cit., representadas pela letra (a) e os gráficos obtidos pelo modelo proposto na tese pela letra (b). A Tabela 3.1 apresenta os parâmetros utilizados para as simulações exibidas nas Figuras 3.13 a 3.17.

Tabela 3.1 – Parâmetros de simulação do modelo com 2 graus de liberdade (JANSEN, 1993).

Figura	β	ζ	ϵ	η	μ_c	μ_{stb}
3.13	1,00	0,2	0,1	0,8	0	0
3.14	1,00	0,2	0,1	0,8	0	0
3.15	1,00	0,2	0,1	0,8	0	0
3.16	1,40	0,1	0,1	0,55	0	0,3
3.17	1,40	0,1	0,1	0,55	0	0,3

As Figuras 3.13 a 3.17 utilizaram os mesmos parâmetros de simulação conforme abaixo:

$$\kappa = 0,5 ; \Delta = 10^4 ; \sigma = 1,06 ; \xi = 0,05 ; \text{passo integração} = 0,0063$$

As simulações apresentadas nas Figuras 3.13 a 3.15 utilizaram os seguintes condições iniciais:

$$(q, \theta, \dot{q}, \dot{\theta}) = (\zeta, 0, 0, \eta)$$

e a Figura 3.16 e Figura 3.17 as seguintes condições iniciais:

$$(q, \theta, \dot{q}, \dot{\theta}) = (\zeta, -\pi/2, 0, 0)$$

A Figura 3.13 apresenta a comparação entre os modelos com relação à deflexão radial do centro geométrico do comando de perfuração em função do tempo normalizado. A comparação é realizada somente para a rotação na coluna aplicada para $\eta = 0,80$.

Figura 3.13 – Deflexão radial do comando em função do tempo adimensional para $\eta = 0,80$ para (a) Jansen (1993) e (b) Modelo proposto.

A Figura 3.14 apresenta a órbita do centro geométrico do comando de perfuração em coordenadas inerciais. Pode-se observar, após o período transiente do sistema, a configuração do movimento de precessão direta síncrona do comando.

Figura 3.14 – Órbita em coordenadas fixas do CG do comando e precessão direta para $\eta = 0,80$ para (a) Jansen (1993) e (b) Modelo proposto.

A Figura 3.15 representa a mesma configuração apresentada pela Figura 3.14, porém são exibidas em coordenadas rotativas, conforme Equação (3.1). Observa-se neste caso o ponto de equilíbrio após o período transiente.

Figura 3.15 – Órbita em coordenadas rotativas do CG do comando e precessão direta para $\eta = 0,80$ para (a) Jansen (1993) e (b) Modelo proposto.

A Figura 3.16 exibe a órbita do comando de perfuração em coordenadas inerciais onde se pode observar o movimento de precessão retrógrada causada pela fricção entre o estabilizador e a parede do poço, comprovado através da Figura 3.17. A Figura 3.17 apresenta a velocidade do movimento de precessão retrógrada com relação à simulação efetuada na Figura 3.16. Observa-se que inicialmente o movimento encontra-se em precessão direta e logo em seguida assume o movimento retrógrado e atinge o ponto de estabilidade no final da simulação. No trecho final da simulação constata-se o deslizamento do estabilizador com a parede do poço, já que houve deflexão do comando até aproximadamente 0,80. Nota-se também que o comando não entra em contato com a parede do poço, uma vez que a amplitude é inferior a 1,0.

Figura 3.16 – Órbita em coordenadas fixas do CG do comando e precessão retrógrada para $\eta = 0,55$ para (a) Jansen (1993) e (b) Modelo proposto.

Figura 3.17 – Velocidade do CG do comando exibindo a precessão retrógrada para $\eta = 0,55$ para (a) Jansen (1993) e (b) Modelo proposto.

Baseando-se nos resultados obtidos, apresentados nas Figuras 3.13 a 3.17, pode-se concluir que o modelo implementado numericamente reproduz com exatidão os resultados apresentados por Jansen (1993). Cabe salientar que estes testes foram efetuados a partir do modelo completo, considerando somente dois graus de liberdade.

A seguir serão apresentadas simulações com a inclusão de mais um grau de liberdade ao sistema. O efeito torcional será considerado nas simulações e seu efeito na órbita do comando será estudado. O modelo comparativo utilizado para validação foi apresentado por Yigit e Christoforou (1998). Utilizou-se a Equação (3.66) e Equação (3.67) para cálculo do coeficiente de rigidez variável, conforme proposto pelos autores.

$$T(\phi) = T_0 + T_f \sin(n\phi) \quad (3.66)$$

$$F(\phi) = F_0 + F_f \sin(n\phi) \quad (3.67)$$

onde $T(\phi)$ é o torque resultante, T_0 é o torque inicial, T_f é o torque final, $F(\phi)$ é a força na broca resultante, F_0 é a força na broca inicial e F_f é a força na broca final e n fator de forma da broca.

A incorporação da Equação (3.66) e Equação (3.67) foi feita apenas para fins de comparação do modelo proposto, sendo que as simulações efetuadas nos capítulos seguintes desta tese não contemplam esta hipótese. A Tabela 3.2 apresenta os parâmetros utilizados para simulação.

Tabela 3.2 – Parâmetros de simulação com 3 graus de liberdade (YIGIT; CHRISTOFOROU, 1998).

Drillstring	Drilling mud	Borehole
$E = 210 \text{ GPa}$	$\rho_f = 1500 \text{ kg/m}^3$	$E = 210 \text{ GPa}$
$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$	$C_d = 1$	$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$
$d_o = 0.2286 \text{ m}$	$C_a = 1.7$	$d_h = 0.4286 \text{ m}$
$d_i = 0.0762 \text{ m}$	$\mu_f = 0.2 \text{ Ns/m}^2$	$\mu = 0.3$
$e_0 = 0.0127 \text{ m}$		$S_y = 600 \text{ MPa}$
$l_1 = 19.81 \text{ m}, \quad l_2 = 200 \text{ m}$		
$l_3 = 1000 \text{ m}$		
$\bar{d}_o = 0.127 \text{ m}, \quad \bar{d}_i = 0.095 \text{ m}$		
Weight and torque on bit		
$P_0 = 100 \text{ kN}, \quad P_f = 100 \text{ kN};$	$T_0 = 4 \text{ kNm}, \quad T_f = 4 \text{ kNm}$	

Foram utilizadas as seguintes condições iniciais e parâmetros gerais:

$$u_0 = (y_1; y_2; \phi; \dot{y}_1; \dot{y}_2; \dot{\phi}) = (0,10; 0,00; 0,90; 0,04; 0,09; -0,70)$$

$$\kappa = 0,5; \Delta = 10^4; \sigma = 1,14; \xi = 0,05; \text{passo integração} = 0,01$$

$$\eta = 1,15; \mu_c = 0; \mu_{stb} = 0,3$$

A Figura 3.18.(a) apresenta o resultado obtido segundo Yigit e Christoforou (1998), a Figura 3.18.(b) exhibe o resultado obtido com a simulação do modelo proposto nesta tese.

(a)

(b)

Figura 3.18 – Deslocamento radial do comando com modelo de 3 graus de liberdade para $\eta = 1,15$ para (a) Yigit e Christoforou (1998) e (b) Modelo proposto. Linha contínua com efeito de torção e linha tracejada sem efeito da torção.

Constata-se claramente a influência nos resultados obtidos com a consideração do efeito combinado entre torção e deslocamentos laterais. Nota-se que há um grande acréscimo na amplitude do deslocamento lateral do sistema devido ao acoplamento do efeito da torção, mostrando que é realmente significativo o efeito torcional no sistema.

Os resultados também apresentaram boa correlação com a literatura, porém, como os autores não apresentaram de forma explícita as condições iniciais e parâmetros de excitação da broca, os resultados apresentaram pequena variação, mas ainda sim o modelo proposto apresentou exatidão aceitável para fins de verificação das equações e algoritmo de solução.

4 Bancada Experimental e Ajustes de Parâmetros

Nesta seção será apresentada a bancada experimental construída para validação do modelo matemático e ajustes necessários para compatibilizar o modelo matemático simplificado com os resultados experimentais. Inicialmente são descritos os detalhes da bancada experimental e a análise dimensional empregada para sua construção. Em seguida, procede-se com a análise experimental e ajustes com água e fluido de perfuração.

4.1 Descrição da Bancada Experimental

A estrutura da bancada de testes foi construída com de perfis de alumínio para garantir rigidez suficiente para evitar interferências nos resultados e facilitar a acomodação dos equipamentos acessórios. A Figura 4.1 apresenta o esquema geral da bancada de teste e a Figura 4.2 o detalhe dos componentes em perfil.

Figura 4.1 – Desenho esquemático geral da bancada de testes.

Figura 4.2 – Desenho esquemático detalhado da bancada de testes.

O aparato experimental foi construído em escala de acordo com um poço de 16” de diâmetro, conforme dados apresentados no Apêndice C. Foram utilizados critérios de análise dimensional, a serem apresentados na seção seguinte, para dimensionamento e usinagem das peças. A Figura 4.3 apresenta a foto da bancada de testes e a Tabela 4.1 apresenta seus principais componentes.

Figura 4.3 – Bancada experimental construída.

Tabela 4.1 – Lista dos principais materiais e equipamentos utilizados na bancada experimental.

Material / Equipamento	Função
Motor elétrico trifásico (2 polos) carcaça 63	Rotação para coluna
Guia linear (KA-100-10C-500-A-F0)	Movimento axial do tubo de acrílico
Servo motor AC 100W 220V com encoder	Acionamento da guia linear
Sistema de controle programável para servo motor	Controlador da guia linear e software dedicado
Inversor de frequência	Controle da velocidade de rotação da coluna
Acoplamento flexível (Kaishin ZG-6)	Representar conjunto de drill pipes
Rolamento autocompensador	Permitir liberdade de movimentos angulares do eixo
Sensores de proximidade indutivos e encoder rotativo	Medições dos deslocamentos e rotação do eixo
Tubo de acrílico	Representar poço
Eixo de aço temperado	Representar a coluna de perfuração
Cilindro	Representar a inércia polar do drill pipe e do comando

A coluna de perfuração é representada por um eixo de aço de 12 mm de diâmetro disposto na vertical, simplesmente apoiado em sua parte superior por um mancal de rolamento autocompensador. Acima do mancal, um cilindro de inércia foi inserido para representar a inércia de rotação do sistema, referente ao conjunto de fundo BHA e toda a coluna de perfuração propriamente dita.

O conjunto eixo-disco de inércia é acionado por um motor elétrico através de um acoplamento flexível, o qual representa a rigidez torcional da coluna de perfuração (*drill pipes*). A Figura 4.5 exibe uma imagem mais detalhada da bancada de testes contendo o motor elétrico de acionamento, acoplamento flexível, cilindro de inércia e conjunto rolamento com eixo rotativo. O motor elétrico utilizado permite realizar o experimento até rotações de 3000 rpm (controlado por um inversor de frequências), mesma ordem de grandeza permitida para rotação no acoplamento flexível utilizado para representar a rigidez torcional da coluna de *drill pipes*, cuja rigidez torcional fornecida pela fabricante é de 0,17 N.m/rad. A utilização deste valor permitiu compatibilizar a relação entre a

frequência natural à flexão e a frequência natural torcional do sistema. A Figura 4.4
exibe a foto do acoplamento flexível utilizado no experimento.

Figura 4.4 – Acoplamento flexível tipo KAISHIN-ZG-6 (modelo para rigidez torcional do tubo de perfuração).

Figura 4.5 – Montagem do apoio do eixo com inércia e rigidez equivalentes do BHA e do *drill pipe*.

Tanto o motor elétrico quanto o mancal de rolamento estão rigidamente fixados na base da bancada de testes. Assim, o movimento longitudinal relativo (movimento de retirada – *backreaming*) entre a coluna (eixo) e o poço será representado através da movimentação do poço, representado por um tubo dentro do qual o eixo está livre para rotacionar e transladar. Este tubo está fixo em uma guia linear, acionada por um servo motor elétrico, o que permite efetuar movimentos de entrada ou retirada da coluna dentro do tubo de acrílico. A Figura 4.6 apresenta uma imagem detalhada da bancada de testes contendo a guia linear e os sensores de proximidade.

Figura 4.6 – Bancada com guia linear e sensores.

Os sensores de proximidade para medição da órbita foram instalados defasados em 90° para permitir a leitura nas direções ortogonais. Entretanto, a montagem

experimental mostrou que há interferências nas leituras dos sensores, caso estes fossem mantidos no mesmo nível, próximos um do outro. Para isso, os sensores ficaram defasados também com relação à sua altura, mas sem prejudicar a obtenção da órbita, pois a diferença foi de apenas 50 mm, suficiente para leituras precisas e sem alterações no registro da órbita, conforme foto apresentada na Figura 4.7.

Figura 4.7 – Disposição dos sensores de proximidade para leitura da órbita do eixo rotativo.

As dimensões do eixo, do cilindro de inércia e flexibilidade do acoplamento foram determinadas de acordo com parâmetros observados em campo (plataformas marítimas de perfuração). Por exemplo, a relação ω/Ω (primeira frequência natural de flexão da coluna / frequência de rotação da coluna) deve ser a mesma da encontrada em campo, assim como a relação ω_s/Ω (primeira frequência natural de torção / velocidade de rotação da coluna) deve ser a mesma da encontrada em campo.

A dimensão dos estabilizadores e do diâmetro interno do tubo também obedece às relações geométricas similares às encontradas em campo, especialmente nas aplicações de perfuração de poços de águas profundas.

A Figura 4.8 apresenta a foto do estabilizador usinado para acoplamento no eixo da bancada experimental. A peça usinada contém passagens laterais para permitir o fluxo de fluido, conforme equipamento real utilizado no campo.

Figura 4.8 – Estabilizador em escala usinado para utilização na bancada de testes.

O servo motor elétrico da guia linear é acionado por um controlador e software dedicado. A velocidade de movimentação longitudinal do tubo é escolhida de forma que se tenha uma relação l_2/t (comprimento do BHA / tempo) similar à encontrada em campo.

O comportamento do eixo durante a movimentação será monitorado através de sensores de proximidade posicionados em um ponto equidistante dos estabilizadores. Esta medição dos deslocamentos será feita nas direções ortogonais x_1 e x_2 , permitindo obter a órbita do eixo. Além disso, a velocidade de rotação do eixo rotativo é monitorada por um encoder montado após o acoplamento flexível (Figura 4.5), permitindo medir o movimento angular do eixo em relação ao acionamento.

A Tabela 4.2 apresenta as principais características geométricas construtivas da bancada de testes e a Tabela 4.3 mostra os parâmetros físicos e geométricos calculados e as condições máximas de operação.

Tabela 4.2 – Principais características geométricas da bancada de testes.

Eixo rotativo	Comprimento	1,430	m
	Diâmetro	0,012	m
	Distância entre estabilizadores	0,730	m
Cilindro de inércia	Comprimento	0,100	m
	Diâmetro	0,055	m
Estabilizador	Comprimento	0,029	m
	Diâmetro	0,019	m
Tubo de acrílico	Comprimento	1,410	m
	Diâmetro interno	0,021	m
	Diâmetro externo	0,025	m

Tabela 4.3 - Parâmetros físicos e geométricos e máximas condições de operação para a bancada de testes.

Rigidez torcional acoplamento	0,17	N.m/rad
Frequência natural flexão	45,74	Hz
Frequência natural torcional	2,42	Hz
Máxima rotação do eixo	53,33	Hz
Máxima velocidade movimento axial	0,53	m/s
Movimento axial máximo do tubo	0,40	m

4.2 Análise Dimensional e Projeto da Bancada

O projeto da bancada experimental foi feito baseando-se na análise dimensional de um poço de petróleo típico para águas profundas na Bacia de Campos. A análise dimensional foi desenvolvida através da seleção de parâmetros mecânicos e geométricos que refletem a situação real de campo das colunas de perfuração. Para o caso de deslocamento lateral da coluna de perfuração foram selecionadas doze variáveis relevantes para a sua determinação, conforme Equação (4.1).

$$s = f(l_r, E, F, \rho, D_c, \Omega, I, K_t, c_f, c_v, J, V) \quad (4.1)$$

A Tabela 4.4 apresenta as variáveis e suas grandezas fundamentais. Selecionando-se três variáveis independentes, tais como: l_r , E e ρ , pode-se rearranjar o conjunto em variáveis adimensionalizadas, conforme o método de Buckingham π (SHYU, 1989).

Tabela 4.4 – Descrição de variáveis utilizadas no método de Buckingham π .

Variável	Descrição	Unidade	Relação dimensão
q	Deslocamento lateral do rotor	m	[L]
l_r	Comprimento do rotor	m	[L]
E	Módulo de Young	N/m ²	[M] [L] ⁻¹ [T] ⁻²
F	Força	N	[M] [L] [T] ⁻²
T	Torque	N.m	[M] [L] ² [T] ⁻²
ρ	Massa específica	Kg/m ³	[M] [L] ⁻³
D_c	Diâmetro do rotor	m	[L]
Ω	Rotação do rotor	rad/s	[T] ⁻¹
I	Momento de inércia de área	m ⁴	[L] ⁴
K	Rigidez flexão	N/m	[M] [T] ⁻²
K_t	Rididez torcional	N.m/rad	[M] [L] ² [T] ⁻²
c_f	Amortecimento hidrodinâmico	N.s ² /m ²	[M] [L] ⁻¹
c_v	Amortecimento torcional	N.m.s	[M] [L] ² [T] ⁻¹
J	Momento de inércia de massa	Kg.m ²	[M] [L] ²
V	Velocidade linear	m/s	[L] [T] ⁻¹

Com o uso do método de Buckingham π , podem-se encontrar as relações adimensionalizadas entre todos os grupos e assim, definir as dimensões para o modelo experimental. Tem-se assim que:

$$l_r = [L] ; \rho = [M][L]^{-3} ; E = [M][L]^{-1}[T]^{-2} \quad (4.2)$$

Isolando-se as variáveis de dimensão primitiva tem-se:

$$[L] = l_r ; [M] = \rho l_r^3 ; [T] = l_r \sqrt{\frac{\rho}{E}} \quad (4.3)$$

Utilizando a Equação (4.2) e Equação (4.3) e aplicando o método de Buckingham π têm-se as seguintes relações adimensionais, conforme Equação (4.4).

$$\frac{q}{l_r} = f(\Phi_1, \dots \Phi_9) \quad (4.4)$$

Onde:

$$\begin{aligned} \Phi_1 &= \frac{F}{El_r^2}; \Phi_2 = \frac{Dc}{l_r}; \Phi_3 = \Omega l_r \sqrt{\frac{\rho}{E}}; \Phi_4 = \frac{I}{l_r^4}; \Phi_5 = \frac{K_t}{G} l_r^3; \Phi_6 = \frac{c_f}{l_r^2}; \\ \Phi_7 &= \frac{c_v}{l_r^4} \sqrt{\frac{\rho}{E}}; \Phi_8 = \frac{J}{\rho l_r^5}; \Phi_9 = V \end{aligned} \quad (4.5)$$

Adotando a variável auxiliar Λ , obtêm-se as seguintes relações entre o modelo da bancada (sufixo m) e o projeto real (sufixo r).

$$\Lambda_1 = \frac{l_m}{l_r}; \Lambda_2 = \frac{\rho_m}{\rho_r}; \Lambda_3 = \frac{E_m}{E_r} \quad (4.6)$$

As equações podem ainda serem simplificadas uma vez que se utiliza o mesmo tipo de material e o mesmo peso de fluido entre a bancada e o modelo real, tornando-se desnecessária a utilização de Λ_2 e Λ_3 .

Finalmente obtêm-se as relações fundamentais para dimensionamento da bancada utilizando a Equação (4.6) e Equação (4.5). A Equação (4.7) representa a relação de diâmetros, a Equação (4.8) a relação entre densidades e a Equação (4.9) para velocidade de rotação da coluna.

$$\frac{d_m}{d_r} = \Lambda_1 \quad (4.7)$$

$$\frac{\rho_m}{\rho_r} = \frac{\Lambda_3}{\Lambda_1} \quad (4.8)$$

$$\frac{\Omega_m}{\Omega_r} = \sqrt{\frac{\Lambda_3}{\Lambda_2 \Lambda_1^2}} \quad (4.9)$$

Os parâmetros críticos para o dimensionamento da bancada foram o diâmetro do eixo rotativo e a velocidade de rotação. Os critérios geométricos também foram

atendidos com relação ao diâmetro do poço, folga entre estabilizador e comando com a parede do poço, velocidades tangenciais, frequências naturais e parâmetros de rigidez.

As relações apresentadas devem ser satisfeitas de forma a criar um modelo em escala o mais fiel possível com relação ao sistema real. Na prática é muito difícil obter todas as relações ao mesmo tempo para o modelo, mas é muito útil no momento da seleção dos materiais e equipamentos a serem empregados na bancada, pois há limitações em termos práticos para aquisição de peças durante a construção da bancada experimental.

A Tabela 4.5 apresenta as principais relações geométricas e físicas obtidas para o experimento e os dados reais de campo. Observa-se que foram mantidas as proporções com o mínimo de desvio.

Tabela 4.5 – Comparativo com características físicas e geométricas entre bancada experimental e dados reais de campo.

Parâmetro	Protótipo	Real	Unid	Diferença	Descrição
Ω	315,21	15,5	rad/s	-	Velocidade de rotação da coluna para validação
D_h	0,021	0,4223	m	-	Diâmetro do Poço
D_c	0,012	0,2413	m	-	Diâmetro do comando
D_s	0,019	0,382	m	-	Diâmetro do estabilizador
c_o	0,0045	0,09	m	-	Folga entre poço e comando
S_o	0,001	0,020	m	-	Folga entre estabilizador e comando
σ	1,3333	1,3332	-	0,01%	Razão de folga entre comando e poço
σ_s	6,0000	6,0002	-	0,00%	Razão de folga entre estabilizador e poço
η	1,0969	1,1089	-	-1,09%	Razão entre rotação e frequência natural flexão
V_{tan}	1,8913	1,8701	m/s	1,13%	Velocidade tangencial da coluna
ω_s	15,2186	15,4347	rad/s	-1,40%	Frequência natural de torção
η_t	0,0530	0,0543	-	-1,40%	Razão freq. natural flexão e torção

O valor da força de arraste devido ao movimento axial da coluna sem rotação (*drag*) adotado em todas simulações foi de 7 N, baseado no peso do eixo entre os estabilizadores da bancada experimental.

4.3 Ajustes de Parâmetros do Modelo Matemático

A seguir serão apresentados os ajustes e calibrações necessários ao modelo matemático para representar os resultados obtidos experimentalmente. Inicialmente procede-se com a análise experimental e teórica da frequência natural do eixo e ajustes na rotação e torque. Em seguida são realizados ensaios experimentais com água de modo a eliminar as incertezas de viscosidade do fluido. Por fim, efetua-se a calibração com fluido de perfuração considerando os efeitos viscosos.

4.3.1 Calibração Utilizando Água

O modelo matemático proposto, pela sua simplicidade, não pode contemplar todos os fenômenos envolvidos no processo de análise de vibrações de uma coluna de perfuração. O conjunto de equações que compõem o modelo matemático é, portanto, uma aproximação da operação de perfuração e, dessa forma, não pode incorporar todas as características, sejam macroscópicas ou microscópicas da operação real. Para isso, procura-se buscar uma relação que contemple o custo de se ter o modelo, isto é, o tempo e o esforço requeridos para obtê-lo e processá-lo numericamente, além do nível de detalhes a ser incorporado, visando o maior benefício e exatidão possível.

Através do experimento realizado, pode-se ajustar o modelo matemático, de maneira a eliminar imperfeições e incertezas nas variáveis utilizadas em todo o processo. Nesta seção, serão apresentadas as etapas para a determinação dos parâmetros e ajustes do modelo matemático de forma a correlaciona-lo aos dados experimentais obtidos.

- **Frequência Natural do Sistema**

Uma das principais características envolvidas no comportamento dinâmico do eixo rotativo é a sua frequência natural. Inicialmente efetuou-se um ensaio para medição experimental da frequência natural amortecida do eixo sem movimento. Em seguida, os resultados foram comparados via análise por elementos finitos, através do software Ansys®. O ensaio foi realizado com o eixo estaticamente apoiado sobre seus estabilizadores, sem a massa de inércia acoplada e sem fluido imerso, ou seja, fora do

cilindro de acrílico. Este ensaio visa apenas a obtenção de um parâmetro básico para iniciar os estudos.

A Figura 4.9 apresenta os resultados obtidos no ensaio experimental do eixo. A obtenção dos dados foi efetuada através das leituras de um acelerômetro instalado no centro do eixo (equidistante dos apoios), o qual foi excitado por impacto. Como se pode observar, a primeira frequência natural do eixo é 46,2 Hz, a segunda frequência natural é 70,8 Hz e a terceira frequência natural é 181,1 Hz (experimento).

Figura 4.9 – Magnitude da FFT do ensaio experimental para obtenção da frequência natural amortecida do eixo da bancada experimental.

As Figuras 4.11, 4.12 e 4.13 apresentam os resultados obtidos através de simulações no software Ansys®, para o primeiro, segundo e terceiro modos respectivamente. O tipo de elemento finito utilizado para modelar o eixo foi o elemento de viga de Timoshenko, e as condições de contorno são mostradas na Figura 4.10.

Figura 4.10 – Esquema para modelagem com elemento de barra no Ansys® (em mm).

Figura 4.11 – Resultado obtido via Ansys do primeiro modo do eixo da bancada experimental (45,3 Hz).

Figura 4.12 – Resultado obtido via Ansys do segundo modo do eixo da bancada experimental (70,7 Hz).

Figura 4.13 – Resultado obtido via Ansys do terceiro modo do eixo da bancada experimental (180,2 Hz).

A Tabela 4.6 apresenta os resultados comparativos das frequências naturais do eixo da bancada. Observa-se que o valor teórico para o primeiro modo, utilizado no ajuste do modelo matemático através da Equação (3.45) foi 45,74 Hz, próximo, portanto, dos valores obtidos experimentalmente e através do aplicativo Ansys®.

Tabela 4.6 – Comparativos da frequência natural amortecida do eixo da bancada de testes (em Hz).

	Experimental	Ansys®
1º Modo	46,2	45,3
2º Modo	70,8	70,7
3º Modo	181,1	180,2

Há grandes limitações para se efetuar a medição experimental da frequência natural do eixo imerso em fluido dentro do cilindro. Para esta medição, optou-se pela realização de ensaios em diferentes velocidades de rotação para obtenção dos deslocamentos e, assim, definir a frequência natural do eixo rotativo imerso em fluido.

Foram efetuados diversos ensaios com o eixo imerso em água com velocidades de rotação de 20 a 50 Hz. A Figura 4.14 apresenta a órbita para ensaio com água e tubo de acrílico sem movimento axial, onde foram apresentadas somente algumas frequências de rotação para facilitar a visualização. Constata-se que, ao redor de 40 Hz, o eixo apresenta comportamento oscilatório menos “comportado”, onde não é possível estabelecer uma órbita bem definida. Acredita-se que a frequência natural do eixo esteja nesta faixa de frequências. Os eixos Y_1 e Y_2 , mostrados na Figura 4.14, representam os valores de deslocamento obtidos nas direções ortogonais pelos sensores de proximidade, normalizados com relação à folga entre o eixo e o diâmetro interno do tubo de acrílico.

Figura 4.14 – Órbitas para análise da frequência natural do eixo imerso em água, (A) com velocidade de rotação de 25 Hz, (B) com velocidade de rotação de 40 Hz e (C) com velocidade de rotação de 48 Hz.

Com a estimativa da frequência natural do sistema, procedeu-se com a calibração do modelo matemático considerando água no interior do cilindro. Os parâmetros para ajuste foram obtidos através de tentativa e erro. Os ajustes necessários foram executados para várias velocidades de rotação e de movimentação axial do tubo de acrílico. Basicamente, foram efetuados ajustes até se obter resultados similares aos valores normalizados da deflexão radial do eixo obtidos experimentalmente, bem como a análise em frequência do sinal da deflexão radial.

A calibração inicial contendo água no sistema permitiu determinar valores importantes a serem considerados no modelo matemático de forma global. A rigidez à flexão precisou ser ajustada devido aos elementos mecânicos incorporados na bancada, tais como: cilindro de inércia, acoplamentos do motor elétrico e rolamento autocompensador.

Inicialmente, efetuou-se o ajuste através de variações da rigidez à flexão, excentricidade do eixo (desbalance) e coeficiente de fricção de contato entre o estabilizador e a parede do tubo de acrílico. Como nos experimentos não houve contato direto e constante entre o eixo e tubo de acrílico, não foi considerado o atrito entre eixo e cilindro, nem mesmo o coeficiente de restituição devido ao impacto.

Os valores das características físicas do fluido, nesse caso água, foram mantidos constantes, tais como: massa específica e viscosidade absoluta, porém o coeficiente de massa adicional e coeficiente de arrasto foram ajustados em conjunto com as variáveis físicas anteriores, mas obedecendo a critérios conforme descritos a seguir no item coeficientes de massa adicional e arrasto do fluido.

A Tabela 4.7 apresenta os valores de parâmetros obtidos na calibração do modelo, onde se observa a necessidade de incorporação de uma rigidez à flexão adicional ao

eixo. Com o valor da nova rigidez à flexão e com a massa do sistema e, utilizando-se a equação teórica do modelo matemático, obtém-se o valor da frequência natural a ser utilizada na simulação computacional para calibração dos resultados experimentais, que é de 60,3 Hz.

Tabela 4.7 – Dados para calibração do modelo matemático com eixo imerso em água.

<i>K teórico</i>	$2,67 \times 10^4$	N/m
<i>K adicional</i>	$2,40 \times 10^4$	N/m
<i>K equiv.</i>	$5,07 \times 10^4$	N/m
μ_{stb}	0,12	-
e_0	0,001	m
m	0,3241	Kg
ω teórico	45,74	Hz
ω equiv.	60,30	Hz

Pode-se perceber, conforme explicado anteriormente, que a frequência natural do sistema não corresponde ao obtido nos ensaios anteriores. O valor obtido para a frequência natural reflete a necessidade da consideração da rigidez do sistema de forma global, através do ajuste no parâmetro *K adicional*.

- **Rotação e Torque**

As velocidades de rotação da coluna foram calibradas através de medições provenientes do inversor de frequência, do sensor de proximidade instalado logo abaixo do motor elétrico e do *encoder* acoplado no eixo rotativo. Os ensaios foram realizados com eixo imerso em água e em precessão direta. Foram encontrados valores similares para leituras de corrente e voltagem do inversor de frequência, para o caso de precessão retrógrada. As velocidades de rotação do eixo foram determinadas a partir de valores usualmente utilizados nas operações de perfuração de poços.

A Tabela 4.8 exibe os valores de rotações normalmente empregadas no campo e as rotações correspondentes ao caso experimental. Essas velocidades de rotação foram ajustadas para o caso experimental com a velocidade obtida pelo sensor de proximidade, instalado logo abaixo do eixo do motor, de modo a eliminar dos cálculos as perdas por escorregamento do motor elétrico, evitando-se assim obter a rotação somente através da

leitura direta pelo inversor de frequência. O torque foi estimado através da potência elétrica obtida diretamente do inversor de frequência através da equação teórica e gráficos do motor elétrico para rendimento.

Tabela 4.8 – Velocidade de rotação experimental e torque estimado pelo método da potência elétrica

Rotação no campo (rpm)	Rotação Experimental em escala (rpm)	Rotação Inversor de Frequência (rpm)	Rotação motor encoder superior (rpm)	Rotação encoder (rpm)	Torque (N.m)
40	814	936	810	820	0,05
60	1220	1314	1230	1225	0,08
80	1627	1725	1620	1635	0,11
100	2034	2010	2040	2039	0,14
120	2441	2526	2430	2432	0,20
140	2848	2946	2850	2848	0,27

Observa-se que não houve diferença significativa entre a velocidade do motor na ponta de seu eixo (acima do acoplamento flexível) e eixo rotativo (sensor abaixo do cilindro de inércia). Esse fato mostra a conservação da velocidade angular em todo o sistema, sem a presença de efeitos de torção.

O torque obtido no experimento pode ser comparado ao obtido no campo através da transformação inversa entre os valores experimentais e reais de campo. Uma coluna de perfuração, com a broca acima do fundo do poço e próxima do tubo de revestimento, ou seja, contendo baixo coeficiente de atrito devido à rocha exposta, com uma rotação de 100 rpm, apresenta um torque de superfície de 1000 lb.ft ou 2033 N.m, conforme registro obtido do poço modelo perfurado na Bacia de Campos, Figura 4.15. Utilizando-se a metodologia apresentada na análise dimensional para conversão de valores entre os dados reais de campo e aparato experimental, pode-se verificar a coerência do torque do experimento com o valor de campo. Utilizando-se a Equação (4.10) para determinação do torque no experimental, conforme descrito abaixo:

$$T_m = T_r \cdot \Lambda_1^3 \quad (4.10)$$

onde T_m é o torque modelo experimental, T_r é o torque real do campo e $\Lambda_1 = 0,04917$ é o fator de conversão com base no valor de campo real obtido, encontra-se o torque de 0,24 N.m. Percebe-se uma discrepância nos valores de torque (Tabela 4.8, para 100 rpm tem-se torque de 0,14 N.m), porém ficam dentro da ordem de grandeza esperada, uma vez que há mais atrito no campo do que o obtido no experimento.

PERFUR.		C O B J		RS	M/hr	klbs	rpm	rpm	psi	psi	gpm	torqx1000	
INIC	FIM	INTV	R	TF / %	TAXA	PSB	COL	BR	PR/off	PR/on	VAZ	OFF	ON
1923	1923		C	ribsoff				0	2720		700		
	1975		c	ribsoff				0	2720		700		
	1979		C	ribsoff		10	30	30	2720		700	10,0	
	1983		C	RibsOff			50	50	2720		700	12,0	
	1990		C	""			50	50	2700		700		
	1990		C	""			0	0	2700		700		
1990	2000	10	K	""	20,0	6	100	100		2700	700	1,0	3,0
2000	2011	11	R	0/42/0	11,0	6	100	100		3150	800	1,0	4,0
	2011		B				100		3150		800	1,0	
2011	2015	4	R	""	9,6	10	100	100		3150	800	1,0	4,0

Figura 4.15 – Trecho do registro de uma planilha de perfuração de um poço marítimo na Bacia de Campos (PETROBRAS, 2012).

• Coeficientes de Massa Adicional e Arrasto do Fluido

Os valores para C_a (coeficiente de massa adicional) e C_d (coeficiente de arrasto), foram utilizados inicialmente conforme dados obtidos na literatura. O valor do coeficiente de massa adicional foi obtido através da metodologia apresentada por Wambsganss et al. (1974).

A Figura 4.16 apresenta o gráfico utilizado para obtenção do coeficiente de massa adicional. Para a bancada experimental, a relação entre o diâmetro interno do cilindro e diâmetro externo do eixo é de 1,75. O cálculo do valor de S é apresentado pela Equação (4.11).

$$S = \frac{\omega d^2}{\nu} \quad (4.11)$$

Sendo:

$$d = 0,012 \text{ m}$$

$$\omega = 45,74 \text{ Hz}$$

$$\nu = \frac{\mu_f}{\rho_f} = \frac{0,001}{1000} = 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

onde d é o diâmetro do eixo, ω é a frequência natural obtida do eixo, ν é a viscosidade cinemática do fluido, μ_f é a viscosidade absoluta do fluido e ρ_f é a massa específica do fluido. O valor obtido para S através da Equação (4.11) é 9043, com este valor e utilizando o gráfico da Figura 4.16, encontra-se o valor da massa adicional de 2,3.

Figura 4.16 – Gráfico para obtenção do coeficiente de massa adicional (WAMBSGANSS et al., 1974).

É importante ressaltar que a teoria proposta para a obtenção do coeficiente de massa adicional contempla pequenas amplitudes de vibração, ou seja, casos lineares. Para casos de vibrações com amplitudes elevadas, o valor do coeficiente de massa adicional pode ser variável (MILLER, 1965).

Utilizou-se o valor obtido anteriormente de 2,3 para iniciar a calibração do sistema para baixas rotações. Observa-se, conforme apresentado na Figura 4.17, a necessidade de se ajustar o valor do coeficiente de massa adicional de maneira gradual com relação ao incremento da rotação da coluna até atingir o valor de 2034 rpm. A partir da rotação com 2441 rpm constata-se o decréscimo no valor do coeficiente de massa adicional.

Figura 4.17 – Variação do coeficiente de massa adicional para eixo imerso em água com coluna parada em função da velocidade de rotação para ajuste do modelo matemático.

O valor para coeficiente de arrasto utilizado normalmente na literatura, para os casos de estudos em vibrações de colunas de perfuração, é de $C_d = 1,0$, conforme trabalhos publicados por Yigit e Christoforou (1998). Porém, alguns autores atualmente têm utilizado valores maiores, como Ehsan et al. (2012), que aplicou em seus trabalhos o valor de $C_d = 2,13$ e em Al-Batati, Hashim e Pao (2014), que em seus estudos de vibrações de colunas de perfuração, sob a influência de efeitos de vortex no riser de perfuração, empregou o valor de $C_d = 2,19$. Entretanto, para o presente estudo, o valor que melhor se ajustou para obtenção de resultados satisfatórios foi de C_d variando entre o valor de 2,0 e 2,4, conforme gráfico apresentado na Figura 4.18.

Figura 4.18 – Variação do coeficiente de arrasto para eixo imerso em água com coluna parada em função da velocidade de rotação para ajuste do modelo matemático.

- **Ajuste no Coeficiente de Rigidez Equivalente à Flexão**

O valor do coeficiente de rigidez equivalente teórico para o caso de coluna parada, conforme apresentado na Tabela 4.6, e obtido através da Equação (A4), vide Apêndice A, necessitou de ajustes para o caso de coluna em movimento axial. A Figura 4.19 apresenta a variação da rigidez adicional ao valor teórico para velocidades de movimento axial nulo, 0,10 m/s, 0,12 m/s e 0,16 m/s. Observa-se comportamento semelhante para todas as curvas estudadas. Constatase um incremento na rigidez equivalente da coluna com o aumento da velocidade de rotação do eixo até 2034 rpm e a partir de 2441 rpm observa-se um decremento na rigidez.

Figura 4.19 – Variação do coeficiente de rigidez à flexão do comando em função da velocidade de rotação da coluna para velocidade axial nula, 0,10 m/s, 0,12 m/s e 0,16 m/s com eixo imerso em água.

4.3.2 Calibração Utilizando Fluido de Perfuração

O fluido de perfuração utilizado no experimento foi especialmente preparado para a realização dos ensaios na bancada experimental. Preparou-se um fluido à base de água contendo as propriedades reológicas usuais para perfuração de poços. A Tabela 4.9 apresenta, em unidades usuais de campo, as propriedades obtidas no laboratório químico em uma sonda de perfuração em operação para a Petrobras.

Tabela 4.9 – Propriedades do fluido de perfuração obtidas em laboratório de uma sonda de perfuração.

L600	43	-
L300	33	-
L200	28	-
L100	22	-
L6	13	-
L3	12	-
Viscosidade Dinâmica	10	cP
Limite de Escoamento	23	lb/100 ft ²
Massa Específica	9,4	ppg

Os parâmetros reológicos foram obtidos através de um viscosímetro Fann 35 A, usual em laboratórios de análise de fluidos de perfuração em plataformas. Os parâmetros L600 a L3 representam a velocidade de rotação do viscosímetro e o valor obtido, a deflexão da mola do equipamento. Através destas leituras podem-se calcular os valores de viscosidade dinâmica e limite de escoamento para fluidos de perfuração. Detalhes sobre obtenção de dados reológicos de fluido podem ser encontrados em Machado (2002). A Tabela 4.10 apresenta a formulação química do fluido utilizado nos ensaios experimentais.

Tabela 4.10 – Formulação química do fluido de perfuração.

Fluido Salgado (CADIT)	85,23	%
Água do Mar	14,77	%
Viscosificante (Goma Xantana)	2,0	lb/bbl
Bactericida	0,3	lb/bbl
Antiespumante	0,2	lb/bbl

O fluido de perfuração preparado não pode ser utilizado diretamente no experimento, pois sua formulação inicial não permitiu que houvesse vibração do eixo em precessão retrógrada e contato direto do estabilizador com o tubo de acrílico, mesmo com vários impactos manuais no eixo, conforme pode ser visto na Figura 4.20 (neste caso, valores positivos indicam movimento de precessão direta do eixo). A velocidade de precessão adimensional é obtida através da variação entre giro da coluna e o tempo adimensional, vide Figura 3.12 contendo explicação sobre a obtenção dos valores.

Figura 4.20 – Velocidade de precessão adimensional experimental contendo várias velocidades de rotação do eixo para fluido de perfuração com massa específica de 1105 kg/m^3 .

Esse fenômeno pode ser explicado devido ao efeito hidrodinâmico obtido pelo estabilizador em contato com o cilindro de acrílico, da maneira similar ao que ocorre em um mancal hidrodinâmico radial. Neste caso, a viscosidade do fluido é alta o suficiente para que as pressões hidrodinâmicas geradas não permitissem um contato radial com o tubo, e por consequência atrito lateral, para gerar o movimento de precessão retrógrada e contato constante do estabilizador com o tubo de acrílico. Embora haja contato do estabilizador com a parede do tubo, esse não permanece de forma constante para as várias velocidades de rotação empregadas na análise.

Uma forma encontrada para contornar o problema foi diluir o fluido de perfuração e, através de tentativa e erro, ajustar os parâmetros reológicos com a resposta desejada do movimento do eixo rotativo, ou seja, manter contato pleno do estabilizador com a parede do tubo para todas as velocidades de rotação em análise. A Tabela 4.11 apresenta

os resultados encontrados para o fluido de perfuração ajustado para o experimento. O fluido resultante foi enviado para análise reológica em uma sonda de perfuração na Bacia de Campos. Todas as análises seguintes são efetuadas com a utilização do fluido de perfuração ajustado.

Tabela 4.11 - Propriedades do fluido de perfuração diluído obtidas em laboratório.

L600	21	-
L300	15	-
L200	13	-
L100	10	-
L6	4	-
L3	3	-
Viscosidade Dinâmica	6	cP
Limite de Escoamento	9	lb/100ft ²
Peso do Fluido (campo)	9,1	ppg
Massa Específica do Fluido (SI)	1070	Kg/m ³
Viscosidade cinemática	$9,35 \times 10^{-6}$	m ² /s

Através dos resultados apresentados na Tabela 4.11 pode-se calcular o valor do coeficiente de massa adicional através da Equação (4.10). Apesar do novo valor de S ser de 992, aproximadamente 1/10 do valor com o obtido com água, o coeficiente de massa adicional encontrado através do gráfico apresentado na Figura 4.15 foi praticamente o mesmo ao obtido anteriormente para o caso de eixo imerso em água, no valor de 2,3.

A análise da órbita para determinação da frequência natural do sistema considerando fluido de perfuração pode ser vista na Figura 4.21. Pode-se estimar que a frequência natural está em torno de 41 Hz, valor próximo ao obtido com eixo imerso em água, porém observa-se um maior amortecimento na amplitude do movimento, devido à maior viscosidade do fluido.

Figura 4.21 – Órbitas ensaio experimental do eixo rotativo imerso em fluido de perfuração com tubo parado, (A) com velocidade de rotação de 40 Hz, (B) com velocidade de rotação de 41 Hz e (C) com velocidade de rotação de 49 Hz.

A Tabela 4.12 apresenta os valores utilizados para calibração do modelo matemático e experimental considerando fluido de perfuração, conforme formulação de fluido apresentada na Tabela 4.11. Os valores em destaque na Tabela 4.12 exibem as alterações com relação ao eixo imerso em água.

Tabela 4.12 – Dados para calibração do modelo matemático com eixo imerso em água.

<i>K teórico</i>	$2,67 \times 10^4$	N/m
<i>K adicional</i>	$2,00 \times 10^4$	N/m
<i>K equiv.</i>	$4,67 \times 10^4$	N/m
μ_{stb}	0,13	-
e_0	0,001	M
$m.$	0,3241	Kg
ω teórico	45,74	Hz
ω equiv.	60,46	Hz

A Figura 4.22 apresenta os valores de ajuste para o coeficiente de massa adicional considerando o sistema imerso no fluido de perfuração. Para o caso com fluido de perfuração observa-se um incremento linear no coeficiente de massa adicional com relação à velocidade de rotação do eixo. Nota-se claramente a dependência do fluido de perfuração na análise da resposta do sistema, assumindo valores superiores de coeficiente de massa adicional com relação aos encontrados na literatura.

Figura 4.22 – Variação do coeficiente de massa adicional para eixo imerso em fluido de perfuração em função da velocidade de rotação para ajuste do modelo matemático.

A Figura 4.23 apresenta os resultados de ajuste para o coeficiente de arrasto para o caso de eixo imerso em fluido de perfuração. Constatase que não há necessidade em manter variações no coeficiente de arrasto para o caso de movimento axial da coluna. Observa-se, porém, que os valores utilizados também são superiores aos encontrados na literatura e houve um incremento para o caso com movimento axial.

Figura 4.23 – Variação do coeficiente de arrasto para eixo imerso em fluido de perfuração em função de velocidade de rotação para ajuste do modelo matemático.

A Figura 4.24 apresenta a variação de ajuste na rigidez equivalente à flexão com relação para o caso de coluna sem movimento axial, 0,10 m/s, 0,12 m/s e 0,16 m/s. Constatase que há uma variação linear crescente da rigidez à flexão com relação à velocidade de rotação da coluna e ao movimento axial do eixo.

Figura 4.24 – Variação da rigidez à flexão do comando em função da velocidade de rotação para velocidade axial nula, 0,10 m/s, 0,12 m/s e 0,16 m/s com eixo imerso em fluido de perfuração.

4.4 Discussão dos Resultados

Para o ajuste do modelo matemático aos dados experimentais foram necessários ajustes nos parâmetros de μ_{stb} (coeficiente de fricção entre estabilizador e parede do tubo de acrílico), e_0 (excentricidade de massa), C_d (coeficiente de arrasto devido ao fluido) que exerce influência no amortecimento do sistema, C_a (coeficiente de massa adicional) que exerce influência na massa equivalente de fluido circundante ao eixo e K (rigidez equivalente à flexão no eixo). Todos os valores obtidos estão coerentes com a literatura e com os valores observados normalmente no campo, exceto para alguns valores de coeficiente de massa adicional e de arrasto.

Para o caso de eixo imerso em água, observa-se que há um incremento na rigidez equivalente até 2034 rpm e mantendo-se constante até 2441 rpm (próximo da frequência de excitação, 40 Hz, que causou maiores perturbações no sistema, acredita-se que esta esteja próxima da frequência natural do sistema, vide Figura 4.14), em todas as situações com movimento axial da coluna. Já para a coluna parada não houve alteração da rigidez equivalente do sistema com a variação da velocidade de rotação da coluna. Constata-se que, para o caso considerando movimento axial da coluna, em 2848 rpm a rigidez equivalente mostrou-se inferior ao obtido com a coluna parada. Pode-se afirmar

que há um incremento na rigidez equivalente em função do aumento da rotação do eixo até o ponto próximo da frequência natural. Os valores de coeficiente de massa adicional e de arrasto também aumentam até 2034 rpm, porém em 2848 rpm ocorreu uma diminuição no coeficiente de massa adicional, mas o coeficiente de arrasto manteve-se constante a partir de 2000 rpm, com variação máxima de 20% entre o menor e o maior valor. Não se observou variação no coeficiente de massa adicional e coeficiente de arrasto entre condição com tubo parado e com movimento axial.

No cenário estudado com fluido de perfuração imerso entre tubo de acrílico e eixo rotativo, observou-se que quando não há movimento axial a rigidez equivalente permanece inalterada, independente da velocidade de rotação da coluna. Entretanto, quando há movimento axial ocorre um decréscimo na rigidez equivalente de 16% para rotação de 814 rpm com um incremento aproximadamente linear em função da rotação da coluna, chegando até 8% acima do valor da rigidez com a coluna parada para a rotação de 2848 rpm. Os valores de coeficiente de massa adicional observados foram de 2,3 para velocidades de rotação baixas, próximos aos valores obtidos na literatura, entretanto para a rotação máxima estudada de 2848 rpm, o coeficiente de massa adicional atingiu o valor de 7,0. Os valores observados independem do movimento axial do tubo. Já para o caso do coeficiente de arrasto, observou-se que há uma diferença entre os valores com tubo parado e com movimento axial para rotações abaixo de 2441 rpm. A partir de 2441 rpm os valores de coeficiente de arrasto independem se o tubo está parado ou em movimento axial, vide Figura 4.23. O aumento do coeficiente de arrasto durante o movimento axial, em relação ao caso com tubo parado, está na mesma faixa de velocidade de rotação da coluna onde houve decréscimo da rigidez equivalente à flexão.

Todos estes efeitos podem estar relacionados ao comportamento do fluido ao redor do eixo em rotação com movimento axial (efeitos estes não previstos no modelo matemático utilizado). Observa-se que, com movimento axial nulo (tubo parado), o fluido gira junto com o eixo. Segundo Childs (2011), a velocidade da massa de fluido circundante ao eixo gira na mesma velocidade de rotação do eixo, diminuindo à medida que se aproxima da parede do tubo (Figura 4.25). Este perfil de velocidades é sempre o mesmo para o caso de movimento axial nulo, independentemente da velocidade de rotação. Assim, não existe efeito fluídico significativo na rigidez do sistema e o valor da rigidez permanece constante com o aumento da velocidade de rotação.

Figura 4.25 – Perfil de velocidade do fluido em contato com o eixo rotativo (CHILDS, 2011).

Para o cenário com movimento axial (tubo em movimento), ocorrem duas situações distintas: com água há pouca variação no coeficiente de arrasto em função da velocidade de rotação do eixo (20%), porém, com fluido de perfuração, há um incremento de até 60% no valor do coeficiente de arrasto para velocidades de rotação do eixo abaixo de 2441 rpm, em comparação com movimento axial nulo (tubo parado). O fluxo de fluido no sentido longitudinal ao eixo, promovido através da movimentação do tubo de acrílico, simultaneamente ao movimento de rotação do fluido em torno do eixo, segue o perfil de velocidades conforme mostrado na Figura 4.26 (Childs, 2011).

Figura 4.26 – Perfil de velocidades do fluido em contato com o eixo rotativo e simultaneamente com movimento axial (CHILDS, 2011).

Segundo Childs (2011), o coeficiente de arrasto depende diretamente do perfil de velocidade circunferencial em que o fluido é submetido, ou seja, quanto maior a

diferença de velocidade no entorno do eixo e na velocidade de corrente livre, maior o arrasto. A explicação física para este fenômeno está relacionada com a condição de contato do fluido com a superfície do eixo. Na superfície do eixo não ocorre o escorregamento do fluido e sua velocidade permanece a mesma do eixo em rotação, submetendo, portanto, o fluido a maiores ações de forças centrífugas.

A força de amortecimento resultante do arrasto do fluido foi modelada proporcionalmente à velocidade ao quadrado no sentido oposto ao movimento do tubo (vide Capítulo 3). Desta forma, o aumento no coeficiente de arrasto em conjunto com a velocidade de rotação tende a aumentar a força de restauração no eixo devido ao fluido. A rigidez equivalente à flexão K governa a força de restauração elástica, ou seja, como o efeito do amortecimento do fluido gerou menores deflexões radiais no sistema, conforme constatado experimentalmente (vide Figura 4.14 e 4.21), a diminuição da rigidez equivalente, durante o movimento axial, serviria para compensar os efeitos não previstos na modelagem matemática devido à alteração no perfil de velocidade do fluido ao redor do eixo, conforme apresentado Figura 4.26.

O incremento na rigidez equivalente em função da velocidade de rotação pode ser explicado devido ao fato de se tentar movimentar axialmente um volume de fluido que está girando, e quanto maior a velocidade de rotação do fluido, mais difícil será movimentar axialmente o fluido. Além disso, parte do fluido tem que passar pela pequena folga entre estabilizadores e tubo, o que é cada vez mais difícil com velocidades de rotação maiores, novamente um efeito não previsto no modelo matemático, mas que poderia ser absorvido pelo termo *drag* da Equação (3.32).

A Figura 4.27 deixa claro, também, que para a condição experimental com movimento axial e fluido de perfuração, há uma menor rigidez equivalente à flexão em comparação com água. Porém, para alta velocidade de rotação (2848 rpm), os respectivos valores de rigidez tendem a convergir.

Assim, os resultados mostram que o modelo matemático utilizado requer a adoção de parâmetros dependentes da velocidade de rotação e da velocidade de movimentação axial. Acredita-se que isto se deva aos efeitos fluídicos mencionados acima, efeitos estes não considerados no modelo matemático adotado. A partir do próximo capítulo, as análises considerarão as variações de parâmetros encontradas aqui.

Figura 4.27 – Comparação da variação da rigidez à flexão do comando em função da velocidade de rotação para velocidade axial de 0,10 m/s, 0,12 m/s e 0,16 m/s com eixo imerso em água e fluido de perfuração.

5 Análise Numérico-Experimental

Nesta seção são apresentados os resultados comparativos entre o modelo numérico ajustado e dados experimentais da bancada de testes. Inicialmente é apresentado um estudo sobre a precessão retrógrada com fluido de perfuração e água e seu comportamento no modelo numérico-experimental. A seguir são mostradas as comparações para fins de validação do modelo numérico com o experimental através de análises de aceleração lateral, deflexão lateral e velocidade de precessão.

5.1 Estudo sobre o Modo de Precessão Retrógrada

O movimento de precessão retrógrada, ou *backward whirl*, conforme definido em Leine et al. (2002), consiste em se ter o movimento de rolamento do comando de perfuração ou estabilizador pela parede do poço, em direção oposta à rotação da coluna de perfuração. Os efeitos devido ao movimento de *backward whirl* durante as operações de perfuração são extremamente danosos aos equipamentos da coluna de perfuração, Lines et al. (2012). O fenômeno de *backward whirl* pode causar sérios danos na coluna de perfuração e nas paredes do poço, causando falhas mecânicas nos equipamentos da coluna e danos devido aos impactos na parede do poço.

Brett et al. (1989) realizaram experimentos comprovando que há incremento nos impactos sofridos no poço quando a coluna apresenta *backward whirl*. Esses impactos aumentam a força de contato contra a parede do poço, contribuindo ainda mais para o incremento do movimento de precessão retrógrada. Este movimento assíncrono da coluna é que faz com que *backward whirl* seja tão danoso à coluna de perfuração, pois produz frequências de impactos muito maiores quando comparados com o movimento síncrono de rotação da coluna de perfuração, causando obviamente implicações nas vibrações e problemas com fadiga dos elementos tubulares.

Em todos os casos estudados nesta tese, seja experimental ou numérico, o fenômeno de precessão retrógrada com escorregamento sempre esteve presente. Não foi possível obter resultados somente para precessão direta, pois nessa situação o contato do estabilizador e a parede do tubo de acrílico não permitiu manter contato permanente, fato não previsto pelo modelo matemático. O modelo matemático simplificado

considera uma viga biapoiada, e para isso, é necessário o contato dos estabilizadores contra a parede do tubo de acrílico, ou poço no caso real. Para isso, efetuou-se a aplicação de uma força, ou seja, uma condição inicial artificial ao sistema, de maneira que ele vibrasse em modo de escorregamento com precessão retrógrada. Esse artifício consistiu em simplesmente aplicar uma força manualmente na parte superior do eixo rotativo da bancada, conforme explicado anteriormente.

A Figura 5.1 apresenta a velocidade de precessão direta (valores positivos) para a condição inicial sem aplicação de força adicional. Neste caso, o estabilizador somente desliza e eventualmente realiza contato contra a parede do tubo de acrílico, conforme pode ser visto no gráfico da órbita do eixo, conforme Figura 5.2. Quando há contato entre o estabilizador e a parede do tubo de acrílico, o valor adimensional é de 0,22 (representado pela linha contínua de cor preta na Figura 5.2), portanto, como visto na Figura 5.2, não há contato contínuo do estabilizador contra a parede do poço. Nessa situação, a precessão é direta e com escorregamento.

Figura 5.1 – Velocidade precessão adimensional em ensaio experimental com eixo imerso em água com 1314 rpm.

Figura 5.2 – Órbita adimensional para ensaio experimental com eixo imerso em água com 1314 rpm.

O movimento orbital do eixo com precessão retrógrada é obtida devido à fricção entre os estabilizadores e a parede do poço. Para que esta condição seja atendida, o estabilizador deve manter uma força radial de compressão na parede do poço suficiente para gerar o atrito necessário ao movimento de precessão retrógrada. Essa condição pode ser expressa através da Equação (5.1).

$$\tan^{-1} \left(\frac{F_{k,tan}}{F_{k,rad}} \right) \leq \tan^{-1} \mu_{stb} \quad (5.1)$$

onde $F_{k,tan}$ é a força tangencial de restauração no eixo, $F_{k,rad}$ é a força radial de restauração no eixo e μ_{stb} é o coeficiente de atrito entre estabilizador e parede do poço.

Através da Figura 5.3, pode-se verificar que no início do movimento há contato do estabilizador com ângulo igual a $7,4^\circ$, ou seja, na iminência de se iniciar a precessão retrógrada, até que em certo momento há o surgimento do *backward whirl*, através da diminuição do ângulo obtido através da diminuição da força tangencial em relação à força radial. A identidade da Equação (5.1) apresenta rolamento sem deslizamento do estabilizador contra a parede do poço.

Figura 5.3 – Relação entre forças de fricção do estabilizador obtidos pelo modelo matemático considerando fluido de perfuração.

Nota-se que a relação de forças de fricção é menor para a velocidade de rotação da coluna com 60 rpm. Nessa situação a coluna irá desenvolver uma velocidade de precessão maior, uma vez que apresenta maior força de compressão radial (maior rolamento), conforme visto na Figura 5.4.

Figura 5.4 – Força radial de restauração no eixo devido ao contato do estabilizador com a parede do poço obtidos pelo modelo matemático considerando fluido de perfuração.

A Figura 5.4 mostra que para uma maior velocidade de rotação, ocorre um decréscimo no valor da força de restauração radial no eixo devido ao contato do

estabilizador (valores positivos indicam compressão) e na Figura 5.5 ocorre naturalmente um acréscimo em sua força tangencial, devido ao incremento na rotação.

Figura 5.5 – Força tangencial de restauração no eixo devido ao contato do estabilizador com a parede do poço obtidos pelo modelo matemático considerando fluido de perfuração.

A velocidade de precessão retrógrada sem escorregamento para o estabilizador pode ser obtida através da Equação (5.2).

$$\Omega_b = \Omega \frac{R_{stab}}{(R_{poço} - R_{stab})} \quad (5.2)$$

onde Ω_b é a velocidade de precessão retrógrada sem escorregamento, Ω é a velocidade de rotação da coluna de perfuração, R_{stab} é o raio externo do estabilizador e $R_{poço}$ é o raio do poço.

Vandiver, Nicholson e Shyu (1990) definem como razão de precessão a relação entre a velocidade de precessão do eixo e a velocidade de precessão sem escorregamento, conforme Equação (5.3) e velocidade tangencial resultante com escorregamento conforme Equação (5.4).

$$F_s = \frac{\Omega_p}{\Omega_b} \quad (5.3)$$

$$V_{tan-escorr} = (R_{poço} - R_{stab}) F_s \Omega_b + R_{stab} \Omega \quad (5.4)$$

onde F_s é a razão entre velocidade de precessão e precessão sem escorregamento, Ω_p é a velocidade de precessão da coluna e $V_{tan-escorr}$ é a velocidade tangencial com escorregamento.

A Figura 5.6 apresenta os resultados para o fator de precessão obtidos com os dados experimentais. Constatase que o fator de precessão decresce seguindo uma tendência de curva de potência à medida que a rotação do eixo aumenta. Portanto, valores menores de velocidade de rotação implicam em fatores de precessão maiores, ou seja, a coluna tende a precessionar com velocidades maiores (mais próxima do rolamento perfeito). A velocidade tangencial de escorregamento segue um padrão de incremento linear para todos os casos (vide Figura 5.7). Em ambos os casos (fator de precessão e velocidade tangencial de escorregamento), a velocidade longitudinal do sistema afeta pouco os resultados obtidos, conforme pode ser visto na Figura 5.7.

Figura 5.6 – Fator de precessão para resultados experimentais com fluido de perfuração.

Figura 5.7 – Velocidade tangencial de escorregamento para resultados experimentais com fluido de perfuração.

Os resultados obtidos com eixo imerso em água apresentaram resultados semelhantes, porém os testes mostraram que com água há um menor escorregamento do eixo e não há influência devido ao movimento axial da coluna, conforme visto na Figura 5.8 e Figura 5.9.

Figura 5.8 – Fator de precessão para resultados experimentais com água.

Figura 5.9 – Velocidade tangencial de escorregamento para resultados experimentais com água.

5.2 Comparação entre Modelo Matemático e Experimento

Várias simulações numéricas foram efetuadas de forma a validar o modelo matemático com o modelo experimental, através de ajustes nas curvas de deflexão radial e FFT do sinal da órbita.

As simulações apresentadas a seguir foram efetuadas para o eixo rotativo imerso em fluido de perfuração com tubo parado e em movimento de retirada (*backreaming*). Para comparações entre os modelos, após os ajustes, foram utilizados gráficos de acelerações laterais RMS, obtidos através da dupla derivação do sinal do deslocamento, gráficos de precessão do eixo, conhecido na literatura de petróleo como *whirl* e gráficos da deflexão radial do eixo. Serão apresentados os resultados comparativos entre o modelo experimental e matemático para confirmação dos ajustes efetuados, através de gráficos adimensionais de acelerações laterais do eixo RMS, velocidade de precessão RMS e deflexão radial RMS com fluido de perfuração e água dentro do cilindro.

5.2.1 Análise em Regime Estacionário

É importante ressaltar que todos os estudos foram efetuados para o regime estacionário. Para a determinação do tempo ideal para início das análises em regime estacionário, foram efetuados diversos testes utilizando-se várias condições iniciais no modelo matemático. Constatou-se que a partir de um tempo adimensional de 400, pode-se analisar somente o efeito estacionário, conforme Figura 5.10. Pode-se observar, ainda, que há uma pequena diferença nos resultados em regime estacionário, devido à não linearidade do sistema. Entretanto, as análises posteriores serão sempre efetuadas em uma condição inicial fixa, para permitir o contato constante do estabilizador com a parede do tubo e precessão retrógrada. Esta condição inicial é obtida experimentalmente através de impacto manual no eixo, necessário para criar a condição de precessão retrógrada. A condição inicial de simulação numérica é 0,3 para deslocamento adimensional em Y_1 e Y_2 . Os resultados considerando água com fluido imerso foram obtidos com as mesmas condições iniciais

Figura 5.10 – Resposta do modelo matemático para várias condições iniciais com velocidade de rotação fixa e coluna parada para análise do período de regime estacionário.

5.2.2 Análise da Aceleração Lateral

As acelerações laterais RMS foram calculadas em função do tempo total de retirada da coluna (movimento do tubo de acrílico). Para o caso de coluna parada e de velocidade de retirada de 0,16 m/s, utilizou-se tempo total de movimento do tubo de 1,90 s, para velocidade de retirada de 0,12 m/s, tempo total de 2,50 s e para velocidade de retirada de 0,10 m/s, tempo total de 3,15 s. Estes tempos de análise referem-se ao tempo necessário para o tubo da bancada de testes deslocar-se de 300 mm.

As Figuras 5.11 a 5.14 apresentam os resultados comparativos para aceleração lateral RMS entre dados experimentais e modelo matemático com eixo imerso em água com tubo parado e em movimento axial, obtidas no tempo para cada velocidade de rotação. Essas acelerações dizem respeito à composição entre a aceleração no eixo Y_1 e Y_2 , obtidos através da Equação (5.5).

$$a_r = \sqrt{a_{y1}^2 + a_{y2}^2} \quad (5.5)$$

onde a_r é a aceleração lateral resultante, a_{y1} é a aceleração no eixo Y_1 e a_{y2} é a aceleração no eixo Y_2 .

Figura 5.11 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para aceleração lateral radial em eixo imerso em água com coluna sem movimento axial.

Figura 5.12 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para aceleração lateral radial em eixo imerso em água com coluna em movimento axial de 0,10 m/s.

Figura 5.13 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para aceleração lateral radial em eixo imerso em água com coluna em movimento axial de 0,12 m/s.

Figura 5.14 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para aceleração lateral radial em eixo imerso em água com coluna em movimento axial de 0,16 m/s.

Os dados experimentais da aceleração lateral do eixo imerso em água mantém mesmo comportamento, sem sofrer influências devido ao movimento axial da coluna, porém, a partir de 2441 rpm apresentam decréscimo na aceleração lateral quando há movimento axial da coluna. O modelo matemático apresenta boa correlação com os dados experimentais em baixas velocidades longitudinais (velocidade nula e 0,10 m/s). Em velocidades longitudinais mais altas, observam-se discrepâncias nas extremidades dos gráficos (baixas e altas velocidades de rotação do eixo).

As Figuras 5.15 a 5.18 apresentam os resultados comparativos para aceleração lateral RMS entre dados experimentais e modelo matemático com eixo imerso em fluido de perfuração.

Figura 5.15 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para aceleração lateral radial em eixo imerso em fluido de perfuração com coluna sem movimento axial.

Figura 5.16 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para aceleração lateral radial em eixo imerso em fluido de perfuração com coluna em movimento axial de 0,10 m/s.

Figura 5.17 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para aceleração lateral radial em eixo imerso em fluido de perfuração com coluna em movimento axial de 0,12 m/s.

Figura 5.18 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para aceleração lateral radial em eixo imerso em fluido de perfuração com coluna em movimento axial de 0,16 m/s.

Os dados experimentais de aceleração lateral do eixo imerso em fluido de perfuração mostram um decréscimo no valor da magnitude quando há movimento axial da coluna, na ordem de 50%. Com a coluna parada e com fluido de perfuração, observa-se que a partir de 2441 rpm, há o decréscimo na aceleração para o mesmo patamar observado durante o movimento axial. Constata-se, também, que há um incremento na

aceleração lateral em função da rotação da coluna até 1627 rpm, ponto a partir do qual observam-se valores constantes para movimento axial de 0,12 m/s e 0,16 m/s. Cabe salientar que a velocidade de 2441 rpm para o eixo rotativo da bancada experimental corresponde a 40,68 Hz, ou seja, próximo à frequência natural do sistema, conforme pode ser visto na Figura 5.6 para eixo na água e na Figura 5.13 para eixo no fluido de perfuração. O modelo matemático apresentou uma boa correlação com os dados experimentais em toda a faixa de velocidades longitudinais estudadas.

Observa-se que o uso de fluido de perfuração reduz significativamente o nível de aceleração lateral do eixo nas diferentes condições de operação estudadas, em comparação ao uso de água. Forças de arraste viscoso são dependentes das propriedades do fluido, velocidade axial do tubo, regime de fluxo (laminar ou turbulento), diâmetro externo do tubo e diâmetro do poço, conforme Fazelizadeh (2013). A combinação entre os efeitos de amortecimento, devido à viscosidade do fluido e ao regime de fluxo, podem explicar os efeitos de diminuição da amplitude das acelerações quando a rotação da coluna atinge valores mais elevados, para fluido de perfuração e para o caso de água quando há movimento axial da coluna.

5.2.3 Análise da Deflexão Lateral

Os gráficos a seguir mostram a deflexão radial adimensional do eixo com água e fluido de perfuração. Para uma melhor comparação, foram utilizados valores normalizados com relação à folga entre eixo rotativo e diâmetro do poço. As Figuras 5.19 a 5.22 apresentam os resultados para deflexão radial adimensional do eixo imerso em água.

Figura 5.19 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para deflexão radial adimensional do eixo rotativo com água com coluna sem movimento axial.

Figura 5.20 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para deflexão radial adimensional do eixo rotativo com água em coluna movimento axial de 0,10 m/s.

Figura 5.21 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para deflexão radial adimensional do eixo rotativo com água em coluna com movimento axial de 0,12 m/s.

Figura 5.22 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para deflexão radial adimensional do eixo rotativo com água em coluna com movimento axial de 0,16 m/s.

As Figuras 5.23 a 5.26 apresentam os resultados de comparação entre dados experimentais de bancada e modelo matemático para deflexão radial adimensional para o caso de eixo imerso em fluido de perfuração.

Figura 5.23 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para deflexão radial adimensional do eixo rotativo com fluido de perfuração com coluna sem movimento axial.

Figura 5.24 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para deflexão radial adimensional do eixo rotativo com fluido de perfuração em coluna com movimento axial de 0,10 m/s.

Figura 5.25 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para deflexão radial adimensional do eixo rotativo com fluido de perfuração em coluna com movimento axial de 0,12 m/s.

Figura 5.26 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para deflexão radial adimensional do eixo rotativo com fluido de perfuração em coluna com movimento axial de 0,16 m/s.

Os dados experimentais de deflexão radial do eixo imerso em água mostram um mesmo comportamento independente da velocidade de rotação do eixo e da velocidade longitudinal. Neste caso, o modelo matemático apresenta boa correlação com os dados

experimentais em termos de deflexões médias, mas tende a subestimar a variação da deflexão radial em toda a faixa de velocidades de rotação e velocidades longitudinais. Porém, com fluido de perfuração, para o caso de movimento axial da coluna, observa-se um incremento na amplitude da deflexão com o aumento da velocidade de rotação da coluna. Os dados experimentais de deflexão radial do eixo imerso em fluido de perfuração mostram um comportamento diferente daquele obtido com água. Quando se tem movimento longitudinal, há um decréscimo da deflexão radial do eixo. Neste caso, o modelo matemático também apresenta boa correlação com os dados experimentais em termos de deflexões médias. Mas, novamente, o modelo tende a subestimar a variação da deflexão radial em toda a faixa de velocidades de rotação e velocidades longitudinais.

5.2.4 Análise da Velocidade de Precessão Retrógrada

Os resultados para a velocidade de precessão retrógrada adimensional são apresentados através de seu valor RMS, de modo a facilitar a análise para as várias velocidades de rotação do eixo.

As Figuras 5.27 a 5.30 apresentam os resultados para velocidade de precessão adimensional RMS para o caso de eixo imerso em água. Como se pode observar, a velocidade de precessão do eixo imerso em água apresenta uma queda suave com o aumento da velocidade de rotação do eixo, porém não se observam diferenças significativas entre as diferentes velocidades longitudinais adotadas. Os dados obtidos com o modelo matemático apresentam boa correlação com os dados experimentais.

Figura 5.27 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para velocidade de precessão retrógrada adimensional RMS do eixo rotativo com água e com coluna sem movimento axial.

Figura 5.28 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para velocidade de precessão retrógrada adimensional RMS do eixo rotativo com água e com coluna em movimento axial de 0,10 m/s.

Figura 5.29 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para velocidade de precessão retrógrada adimensional RMS do eixo rotativo com água e com coluna em movimento axial de 0,12 m/s.

Figura 5.30 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para velocidade de precessão retrógrada adimensional RMS do eixo rotativo com água e com coluna em movimento axial de 0,16 m/s.

Os gráficos da Figura 5.31 a 5.34 apresentam a velocidade de precessão retrógrada adimensional RMS para o caso do eixo imerso em fluido de perfuração. Como se pode observar, a velocidade de precessão apresenta uma maior queda com o aumento da velocidade de rotação mas, novamente, não se observam diferenças

significativas entre as velocidades longitudinais adotadas. Neste caso, o modelo também apresenta boa correlação com os dados experimentais.

Figura 5.31 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para velocidade de precessão retrógrada adimensional RMS do eixo rotativo com fluido de perfuração sem movimento axial da coluna.

Figura 5.32 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para velocidade de precessão retrógrada adimensional RMS do eixo rotativo com fluido de perfuração com coluna em movimento axial de 0,10 m/s.

Figura 5.33 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para velocidade de precessão retrógrada adimensional RMS do eixo rotativo com fluido de perfuração com coluna em movimento axial de 0,12 m/s.

Figura 5.34 – Comparação entre resultados da bancada experimental e modelo matemático para velocidade de precessão retrógrada adimensional RMS do eixo rotativo com fluido de perfuração com coluna em movimento axial de 0,16 m/s.

5.3 Comparação entre Modelo Matemático e Resultados Reais de Campo

De forma a se validar o modelo matemático com dados reais de campo, foram realizados alguns testes dedicados em uma plataforma marítima de perfuração na costa brasileira, operada pela Petrobras. Foi selecionado um cenário de perfuração similar ao projeto experimental construído, ou seja, contendo as mesmas características da coluna de perfuração, poço e fluido de perfuração (poço na mesma escala da bancada experimental). A única característica geométrica que difere da bancada experimental foi o diâmetro do poço, pois a coluna de perfuração no campo estava dentro do tubo de revestimento de aço de diâmetro interno de 20,376”, sendo que a bancada de teste foi dimensionada para um poço de diâmetro interno de 16”. Os testes foram realizados conforme especificações pré-determinadas de controle e enviados diretamente para a sonda de perfuração. Os resultados foram cuidadosamente selecionados e foram supervisionados pelas equipes de acompanhamento em tempo real no escritório da Petrobras.

De modo a permitir um maior controle possível, os testes foram efetuados com a coluna de perfuração dentro do revestimento, de maneira a eliminar as incertezas com relação ao diâmetro interno do poço, assim o revestimento, por ser de material e diâmetro conhecidos, permitiu a calibração do sistema com um menor nível de incerteza física e geométrica do poço. O fluido utilizado na perfuração no campo continha o mesmo peso de fluido utilizado na bancada experimental, embora apresentasse viscosidade um pouco mais elevada. Os testes foram executados durante a operação de corte de cimento dentro do revestimento, uma operação usual antes de se iniciar a perfuração da fase seguinte. Neste caso, aproveitaram-se os repasses (*backreaming*) com a coluna de perfuração para aferir o modelo matemático proposto. Os dados obtidos em tempo real da aceleração lateral foram utilizados para permitir a comparação numérico-experimental no campo.

O valor da aceleração lateral obtida no campo é o resultado RMS da amplitude resultante dos sinais de vibração nas direções Y e Z medidos através de um acelerômetro triaxial, conforme Figura 5.35.

Figura 5.35 – Disposição do acelerômetro triaxial embutido no BHA (SCHLUMBERGER, 2014).

Este sensor faz parte do módulo de medição de vibrações embutido na ferramenta de leituras de dados em tempo real no BHA da coluna de perfuração. A medição no acelerômetro triaxial é feita a cada 1 s e, a cada 30 s, é computada uma média RMS dos últimos 30 s coletados. Conforme manual do fabricante, a precisão na leitura dos valores de aceleração é de 0,25 g. O envio dos dados para a superfície é transmitido conforme a taxa de atualização da ferramenta de leitura de medições dos dados de perfuração e de geologia, conhecido como *Measurement While Drilling* (MWD). Os dados do MWD são transmitidos em tempo real para a superfície através de pulsos de pressão no fluido de perfuração bombeado através da coluna-broca. Estes pulsos de pressão geram um sinal binário e são decodificados na superfície permitindo, dessa forma, a leitura em tempo real dos dados de perfuração e das leituras geológicas das rochas sendo perfuradas. Devido à limitação na quantidade de informações a serem transmitidas em tempo real para a superfície, as acelerações laterais foram registradas na superfície apenas a cada 2 min. Isto é feito porque são priorizadas as informações relativas aos dados geológicos da perfuração, já que estes dados permitem a interpretação das rochas sendo perfuradas em tempo real, auxiliando na perfuração do poço. Sabendo-se desta limitação, os testes no campo foram executados com o tempo mínimo necessário para leitura dos dados de aceleração lateral em tempo real de maneira a se obter valores confiáveis durante o registro das informações. A Figura 5.36 apresenta o desenho esquemático da coluna de perfuração utilizada no campo durante o teste para obtenção das acelerações laterais.

Figura 5.36 – Coluna de perfuração utilizada no campo para validação do modelo matemático.

Embora o sensor de vibração lateral não estivesse localizado exatamente no centro entre os estabilizadores, pode-se considerar que este efeito não será prejudicial com respeito à análise pretendida neste estudo, pois está na região de maior amplitude de deflexão da coluna, considerando-se o primeiro modo de vibrar de uma coluna bi-apoiada. A Tabela 5.1 apresenta os dados geométricos da coluna e fluido de perfuração utilizados no campo, para a simulação com o modelo numérico proposto.

Tabela 5.1 – Dados geométricos da coluna e fluido de perfuração utilizado no campo para simulação numérica.

Diâmetro interno do revestimento - D_h (m)	0,5176
Diâmetro externo do drillpipe (m)	0,1492
Diâmetro interno do drillpipe (m)	0,1281
Diâmetro externo do BHA	0,2286
Diâmetro interno do BHA	0,1080
Comprimento entre estabilizadores - L_1 (m)	15,45
Comprimento total do BHA - L_2 (m)	194,54
Comprimento de drillpipes - L_3 (m)	3003
Densidade do fluido de perfuração (kg/m^3)	1070
Viscosidade dinâmica (Pa.s)	0,02

A Tabela 5.2 apresenta os dados geométricos dos estabilizadores utilizados na coluna de perfuração no campo. Observa-se que um dos estabilizadores possui diâmetro externo diferente do outro, configurando-se em uma discordância com a hipótese do modelo matemático. Entretanto, esta diferença não implica em prejuízo significativo para análise neste estudo, uma vez que a diferença entre diâmetros externos dos estabilizadores com relação ao maior diâmetro do estabilizador é de apenas 0,7 %.

Tabela 5.2 – Dados geométricos dos estabilizadores da coluna de perfuração do campo utilizada para simulação numérica.

Estabilizador	Distância do centro do estabilizador para a broca (m)	Diâmetro Externo do estabilizador (m)	Comprimento do estabilizador (m)
1	6,10	0,4032	0,42
2	21,55	0,4001	0,40

5.3.1 Análise da Aceleração Lateral sem Movimento Axial

Com a broca de perfuração posicionada dentro do revestimento, efetuaram-se medições de aceleração lateral na coluna com tempo suficiente para recebimento de dados em tempo real na superfície (2 min para o caso da ferramenta de MWD instalada no BHA). A velocidade de rotação da coluna foi limitada em 80 rpm, pois foi a maior rotação que a companhia de serviço concordou em se aplicar na coluna dentro do revestimento em operação de *backreaming*, uma vez que haveria o risco de elevadas vibrações da coluna dentro do revestimento, gerando um risco operacional desnecessário nesta etapa construtiva do poço.

Foram executados dois testes com velocidades de rotação de 60 e 80 rpm com a coluna de perfuração sem movimento axial. A Tabela 5.3 apresenta os resultados obtidos nos sensores de aceleração lateral e parâmetros de perfuração para velocidade de rotação de 60 rpm e 80 rpm. Em todas as simulações efetuadas nesta seção, a condição inicial é de que o estabilizador está inicialmente em contato com a parede do poço.

Tabela 5.3 – Resultados obtidos no campo com a coluna de perfuração em estudo com velocidade de rotação de 60 e 80 rpm com coluna sem movimento axial.

Descrição	Teste 1	Teste 2
Velocidade de Rotação (rpm)	60	80
Posição da broca (m)	3195	3174
Torque superfície (N.m)	10528	6938
Vazão de bombeio (galões/min)	861	862
Pressão de bombeio (psi)	3764	3776
Vibração Lateral (g) – RMS 30 s	0,25	0,75

A calibração do modelo matemático com os dados de campo foi efetuada através do ajuste na excentricidade de massa e no coeficiente de fricção de contato do estabilizador contra a parede do tubo. Sabendo que a folga entre comando e parede do poço no campo foi $c_0 = 0,1445$ m e a excentricidade de massa normalizada na bancada de testes de $\epsilon = 0,0222$, a excentricidade de massa para o campo deveria ser $e_0 = 0,0032$ m, no entanto foi preciso utilizar para ajuste com dados do campo o valor de $e_0 = 0,0060$ m, o que representa uma excentricidade de massa normalizada de $\epsilon = 0,0415$ no campo. O coeficiente de fricção do estabilizador também precisou ser diminuído, de 0,13 (conforme obtido na bancada experimental) para 0,05 para o caso com velocidade de rotação de 60 rpm e para 0,08 para a velocidade de rotação de 80 rpm. Observa-se que os valores de coeficiente de fricção do estabilizador ajustados para o campo foram inferiores aos obtidos experimentalmente. Este fato pode ser justificado pela diferença entre excentricidade de massa e ao tipo de fluido utilizado no campo (propriedades reológicas), e ao contato entre diferentes tipos de materiais, no campo sendo entre aço e aço e no experimento entre acrílico e alumínio. Os demais coeficientes de ajuste para os dados de campo foram mantidos iguais aos obtidos no Capítulo 4, tais como coeficientes de arraste do fluido, coeficientes de amortecimento do fluido e rigidez da coluna ajustada, conforme bancada experimental.

O resultado da simulação realizada com o modelo matemático com velocidade de rotação de 60 rpm e sem movimento axial na coluna, para o histórico de aceleração lateral ao longo do tempo e histórico da aceleração lateral RMS calculada a cada 30 s, pode ser visto através da Figura 5.37.

Figura 5.37 – Simulação numérica da aceleração lateral utilizando dados de campo com velocidade de rotação de 60 rpm e sem movimento axial (Teste 1).

O resultado para a aceleração lateral apresentado na Figura 5.37 exibe boa correlação com o resultado apresentado na Tabela 5.3 (Teste 1), pois o valor da aceleração lateral RMS 30 s, variou de 0,21 a 0,35, mostrando uma tendência em se manter no valor de 0,35 ao longo do tempo.

A Figura 5.38 apresenta a órbita simulada, englobando o período transiente, da coluna de perfuração em análise. Observa-se uma órbita irregular no início do movimento até que o contato constante do estabilizador contra a parede do poço é estabelecido, a partir deste momento o movimento torna-se mais estável.

Figura 5.38 – Simulação da órbita do elemento tubular com velocidade de rotação de 60 rpm com coluna sem movimento axial (Teste 1).

A Figura 5.39 apresenta a simulação efetuada para a velocidade de rotação da coluna com 80 rpm e sem movimento axial, considerando o período transiente. A simulação apresentada na Figura 5.39 mostra valores de aceleração lateral na faixa de 0,33 g a 0,85 g, porém o resultado da aceleração RMS 30 s fica em 0,60 g, um pouco abaixo do resultado obtido no campo de 0,75, conforme apresentado na Tabela 5.3 (Teste 2). Entretanto, estes resultados encontram-se dentro da margem de precisão da ferramenta de MWD, representando uma boa correlação em termos de ordem de grandeza.

Figura 5.39 – Simulação numérica da aceleração lateral utilizando dados do campo com velocidade de rotação de 80 rpm e sem movimento axial (Teste 2).

A Figura 5.40 apresenta a órbita obtida na simulação com a coluna parada e velocidade de rotação de 80 rpm. Neste caso, observa-se que a rotação de 80 rpm manteve o estabilizador sempre em contato com a parede do poço, diferente do observado no caso anterior, apresentado pela Figura 5.38, onde houve um deslocamento inicial do estabilizador contra a parede do poço até se atingir a estabilidade do movimento (fase transiente mais curta).

Figura 5.40 – Simulação da órbita do elemento tubular com velocidade de rotação de 80 rpm com coluna sem movimento axial (Teste 2).

Como se pode observar, a aceleração lateral apresentada pela simulação numérica com 60 rpm e 80 rpm, com coluna parada (sem movimento longitudinal), mostram uma boa correlação com os resultados de campo, dentro da margem de erro do acelerômetro em campo, que é de 0,25 g, para valores obtidos da ferramenta.

5.3.2 Análise da Aceleração Lateral em *Backreaming*

Os testes no campo com a coluna de perfuração foram efetuados de forma a se manter a velocidade de movimento axial o mais próximo possível dos valores utilizados durante o ensaio experimental, salientando que, conforme a análise dimensional efetuada utilizando a teoria de Buckingham π , a velocidade axial mantém a mesma dimensão entre modelo experimental e dados reais de campo, conforme exposto no Capítulo 4. O tempo mínimo de retirada da coluna foi estipulado em 2 min, tempo suficiente para registro e envio do sinal da aceleração da lateral resultante pela ferramenta de MWD instalado no BHA da coluna de perfuração. O comprimento de tubo retirado também foi compatível com o experimento realizado em escala na bancada, aproximadamente de 10 m e os gráficos simulados apresentam o resultado somente durante o movimento axial da coluna. Este comprimento permitiu também eliminar os efeitos da inércia da coluna durante o movimento de retirada (elongação axial) e tentar manter o arraste da coluna contra a parede do tubo de revestimento o mais constante possível.

Em todos os casos simulados, o coeficiente de atrito do estabilizador contra a parede do poço foi ajustado para 0,10. A excentricidade de massa de 0,0060 m foi mantida constante, uma vez que a calibração com a coluna parada permitiu este ajuste para as duas rotações utilizadas (60 e 80 rpm). Todos os demais parâmetros de ajuste obtidos com o ensaio experimental foram mantidos, conforme apresentados no Capítulo 5. Para a realização da simulação numérica, somente os valores referentes ao arraste e torque do campo obtidos (vide Tabela 5.4) e dados geométricos da coluna (vide Tabela 5.1) foram utilizados como dados de entrada diferentes dos obtidos para a calibração experimental. Para a velocidade de rotação de 60 rpm foram realizados três testes com velocidades de movimento axial diferentes.

Tabela 5.4 – Dados e resultados obtidos no campo com a coluna de perfuração em estudo com velocidade de rotação de 60 rpm e coluna em *backreaming*.

Descrição	Teste 3	Teste 4	Teste 5
Velocidade de Rotação (rpm)	60	60	60
Posição inicial da broca (m)	3188	3197	3188
Posição final da broca (m)	3179	3188	3174
Distância de movimento axial (m)	8,6	9,3	13,4
Tempo de movimento (s)	162	123	114
Velocidade de movimento axial (m/s)	0,05	0,08	0,12
Torque superfície (N.m)	5090	5923	5589
Vazão de bombeio (galões/min)	862	862	862
Pressão de bombeio (psi)	3779	3785	3760
Arraste em movimento axial (N)	36475	21662	35096
Vibração Lateral (g) – RMS 30 s	0,50	0,25	0,50

A Figura 5.41 apresenta os resultados obtidos com o modelo matemático para a aceleração lateral resultante com os dados da coluna de perfuração no campo. A frequência natural para o primeiro modo calculada com movimento axial de 0,10 m/s, considerando o ajuste experimental, foi de 17,10 rad/s ou aproximadamente 162 rpm, ligeiramente inferior ao obtido com a coluna parada, devido à mudança de rigidez da coluna durante o movimento axial, conforme parâmetros utilizados para validação do

modelo experimental (vide Capítulo 4). As simulações foram efetuadas com as mesmas velocidades de movimento axial utilizada no campo, conforme Tabela 5.4, porém, como na bancada experimental há somente dados de ajuste para velocidade axial de 0,10 m/s, utilizou-se estes ajustes para simular os casos de velocidades de movimento axial 0,05 m/s e 0,08 m/s, alterando somente a velocidade de movimento na simulação numérica.

Figura 5.41 – Simulação numérica da aceleração lateral utilizado dados do campo com velocidade de rotação de 60 rpm e movimento axial de 0,05 m/s (Teste 3).

Os resultados obtidos apresentaram valores de pico de 0,58 g, vale de 0,30 g e RMS 30 s de 0,42 g a 0,46 g. O resultado apresentado na simulação numérica apresentou-se dentro da margem de erro do sensor obtida no campo, conforme Tabela 5.4 (Teste 3) com valor RMS 30 s experimental de 0,50 g.

A Figura 5.42 apresenta os resultados obtidos para a simulação com 60 rpm e velocidade axial de 0,08 m/s, conforme dados de entrada exibidos na Tabela 5.4 (Teste 4). Os resultados obtidos apresentaram valores de pico de 0,53 g, vale de 0,28 g e RMS 30 s de 0,39 g a 0,41 g. O resultado da simulação numérica apresentou-se acima do obtido no campo, porém dentro da margem de erro da ferramenta. Observa-se que nesta simulação houve um período transiente de maior duração para atingir a estabilidade, mostrando a influência do sistema com relação aos parâmetros de arraste, torque e velocidade axial.

Figura 5.42 – Simulação numérica da aceleração lateral utilizado dados do campo com velocidade de rotação de 60 rpm e movimento axial de 0,08 m/s (Teste 4).

Foi realizado também um teste no campo com uma maior velocidade de movimento axial, mantendo-se a velocidade de rotação da coluna em 60 rpm, conforme apresentado na Tabela 5.4 (Teste 5). A Figura 5.43 apresenta o resultado da simulação para a aceleração lateral ao longo do tempo e para valores de aceleração lateral RMS 30s.

Figura 5.43 – Simulação numérica da aceleração lateral utilizado dados do campo com velocidade de rotação de 60 rpm e movimento axial de 0,12 m/s (Teste 5).

Na Figura 5.43, observa-se que a aceleração lateral resultante apresenta valores na faixa de 0,30 g a 0,55 g com valores RMS 30 s em torno de 0,41 g. Estes resultados estão na mesma ordem de grandeza dos obtidos em campo (0,50 g – vide Tabela 5.4 Teste 5) e dentro da margem de erro do sensor.

Constata-se através da análise dos testes com 60 rpm nas velocidades axiais de 0,05 m/s , 0,08 m/s e 0,10 m/s que, além da variação da velocidade de movimento axial,

há uma alteração na força de arraste e torque da coluna. Estes parâmetros exercem influência no resultado das acelerações laterais, sendo que na condição de operação com maior torque na coluna no Teste 4 (0,08 m/s), observou-se um tempo transiente maior em comparação com o Teste 3 (0,05 m/s) e Teste 5 (0,12 m/s), mas uma menor aceleração lateral. Nota-se também que na condição de operação do Teste 4 (0,08 m/s) ocorreu a menor aceleração lateral RMS 30 s (0,25 g) e também o menor arraste da coluna.

A Tabela 5.5 apresenta os resultados do ensaio no campo com velocidade de rotação de 80 rpm. Também neste caso observou-se aceleração lateral de 0,50 g com velocidade de movimento axial de 0,12 m/s. A frequência natural teórica para o primeiro modo de vibrar com velocidade de 0,12 m/s, considerando o ajuste experimental, é de 17,66 rad/s ou aproximadamente 168 rpm. Os resultados obtidos na simulação com os dados apresentados na Tabela 5.5 são exibidos na Figura 5.44.

Tabela 5.5 – Dados e resultados obtidos no campo com a coluna de perfuração em estudo com velocidade de rotação de 80 rpm e coluna em *backreaming* de 0,12 m/s.

Descrição	Teste 6
Velocidade de Rotação (rpm)	80
Posição inicial da broca (m)	3174
Posição final da broca (m)	3161
Distância de movimento axial (m)	13,0
Tempo de movimento (s)	102
Velocidade de movimento axial (m/s)	0,12
Torque superfície (N.m)	6542
Vazão de bombeio (galões/min)	862
Pressão de bombeio (psi)	3780
<i>Drag</i> (N)	33495
Vibração Lateral (g) – RMS 30 s	0,50

Figura 5.44 – Simulação numérica da aceleração lateral utilizando dados do campo com velocidade de rotação de 80 rpm e movimento axial de 0,12 m/s (Teste 6).

A simulação numérica apresentada na Figura 5.44 apresentou boa correlação com respeito ao valor RMS 30 s do campo, mostrando valor de aceleração lateral RMS 30 s de 0,50 g. É importante observar que, conforme dados do campo, para velocidade de rotação de 80 rpm e coluna sem movimento axial a aceleração lateral RMS 30 s foi de 0,75 g, conforme Tabela 5.3 (Teste 2), já para o mesmo caso, porém com velocidade axial de 0,12 m/s, a aceleração lateral RMS 30 s foi de 0,50 g, conforme Tabela 5.5 (Teste 6). As simulações numéricas mostram este mesmo comportamento de decréscimo na aceleração devido ao movimento axial da coluna, sendo para o caso de coluna sem movimento axial com velocidade de rotação de 80 rpm, apresentando aceleração lateral RMS 30 s de 0,60 g (vide Figura 5.39) e para o caso com movimento axial de 0,12 m/s, uma aceleração lateral RMS 30 s de 0,50 g (vide Figura 5.44).

5.4 Discussão dos Resultados

A modelagem matemática proposta para a dinâmica da coluna de perfuração em operação de *backreaming* apresentou boa correlação em comparação com os resultados experimentais obtidos na bancada de testes e boa ordem de grandeza na comparação com os dados experimentais obtidos em campo (operação *offshore* real).

O modelo matemático não considerou em sua formulação efeitos hidrodinâmicos nos estabilizadores e nem a dinâmica completa para o movimento axial do eixo. Estas imperfeições de modelagem foram devidamente ajustadas através do ensaio

experimental em escala e, através dos ajustes apresentados nesta seção, pode-se obter uma boa correlação entre o modelo matemático e experimental.

Conforme a velocidade de rotação do eixo aumenta, as forças de desbalanço tendem a aumentar a aceleração e deflexão lateral, conforme comprovado experimentalmente. Os dados de campo mostram um incremento na aceleração lateral quando há aumento na velocidade de rotação com a coluna parada. Também se constatou uma diminuição na aceleração lateral quando houve movimento axial da coluna, da mesma forma como observado experimentalmente.

A velocidade de precessão retrógrada ocorreu com escorregamento do eixo contra a parede do tubo da bancada de testes. Este efeito foi devidamente capturado no modelo matemático para todas as situações de movimento axial e com coluna parada, porém não pode ser checado com os dados do campo pela falta de um sensor específico no BHA para este fim.

Embora os efeitos devido ao impacto do comando contra a parede do poço tenham sido implementados na modelagem matemática, estes não puderam ser validados com o modelo experimental, pois não houve contato suficiente do eixo contra a parede do tubo de acrílico nas condições de operação previstas para o experimento. Assim, não houve condições de se reproduzir em laboratório um modelo em escala onde a flexibilidade do eixo (relação comprimento e diâmetro em escala) e capacidade de leitura dos sensores de proximidade pudesse permitir o impacto do eixo contra o tubo, pois o esforço de flexão necessário para isso seria demasiadamente alto.

Infelizmente, os resultados da aceleração lateral da coluna de perfuração no campo não puderam ser obtidos de forma contínua ao longo do tempo por uma limitação do equipamento instalado na coluna de perfuração. Porém, pode-se ao menos comprovar alguns resultados e investigar a ordem de grandeza numérica da resposta da simulação numérica, embora não se possa afirmar que o modelo numérico seja preciso ao longo do tempo, já que se contou com apenas uma amostra RMS durante a análise com movimento axial da coluna. No entanto, os coeficientes utilizados para simulação numérica para comprovação com os dados do campo mantiveram todas as características de ajuste obtidas experimentalmente, além dos coeficientes de atrito devido ao contato serem coerentes com os coeficientes normalmente utilizados pela indústria do petróleo. Desta forma, o ajuste do modelo matemático a partir dos dados da bancada de testes pode ser considerado válido para uma aplicação real na mesma escala adotada na bancada de testes.

Sabe-se que o modelo matemático proposto é uma simplificação de um fenômeno altamente complexo. Entretanto os resultados obtidos, mesmo com o modelo analítico teórico desenvolvido, mostraram-se satisfatórios e coerentes com relação aos dados experimentais e aos dados obtidos no campo, mesmo considerando-se apenas a ordem de grandeza dos resultados.

6 Análise Paramétrica do Sistema

Nesta seção são apresentados os principais resultados obtidos com o modelo matemático determinístico utilizando a calibração efetuada com os dados reais do campo. São efetuadas análises identificando os efeitos da excentricidade de massa na resposta do sistema isento de atrito entre estabilizador e parede do poço, as principais influências nos valores da aceleração lateral (RMS e pico) e no dano acumulado, com relação à variação do coeficiente de atrito entre estabilizador e parede do poço, diâmetro do poço e excentricidade de massa, em função das velocidades de rotação e de movimento axial da coluna.

6.1 Efeito da Excentricidade de Massa

Considerando que há certo desbalanço residual na coluna de perfuração ou alguma excentricidade nos equipamentos instalados no BHA, ocorre o deslocamento do centro de massa em relação ao centro geométrico da coluna, denominado por excentricidade de massa, representado por e_0 e por ϵ em sua forma adimensional. Quando a coluna de perfuração começa a girar surgem forças dinâmicas que tendem a fletir a coluna deslocando-a de sua posição original com relação ao centro geométrico do poço. Devido a isso, é importante analisar o que este efeito dinâmico pode causar na coluna de perfuração, não somente para analisar as vibrações, mas, também, para avaliar os possíveis impactos do BHA contra a parede do poço.

As análises a seguir mostram a influência do efeito da excentricidade de massa na resposta do sistema. Para tanto, considerou-se inicialmente uma condição de baixo atrito de contato entre estabilizador e parede do poço, velocidade de rotação da coluna de 60 e 140 rpm e velocidade axial fixa de 0,10 m/s. A folga normalizada do estabilizador com relação à parede do poço foi mantida fixa no valor de $\zeta = 0,018$ e $c_0 = 0,0889$ m. O torque inicial utilizado neste estudo foi de 6000 N.m e força de arraste de 30000 N, os demais parâmetros de entrada encontram-se no Capítulo 5 (vide Tabela 5.1).

O objetivo desta análise é verificar qual a influência da excentricidade de massa com relação ao movimento de precessão do eixo e a estabilidade da resposta da órbita descrita pelo BHA, relacionando a folga do estabilizador com a parede do poço e a

magnitude da excentricidade. Os dados considerados para as simulações foram os mesmos utilizados no Capítulo 5, contemplando relações geométricas e físicas do campo para um poço de 16” e ajustes experimentais. Porém nas simulações seguintes utilizou-se a condição de baixo atrito entre estabilizador e parede do poço ($\mu_{stb}=0,01$). A Tabela 6.1 apresenta os resultados obtidos para várias situações de excentricidades de massa adimensionais.

Tabela 6.1 – Resultados obtidos para avaliação da estabilidade e direção da precessão da coluna de perfuração em função da relação entre excentricidade de massa e folga entre estabilizador e parede do poço com $\mu_{stb}=0,01$.

Cenário	ϵ	ϵ/ζ	60 rpm	140 rpm
			Movimento de Precessão	
1	0,0112	0,62	RETRÓGRADO	INSTÁVEL
2	0,0250	1,38	DIRETO	RETRÓGRADO
3	0,0337	1,87	DIRETO	RETRÓGRADO
4	0,0400	2,22	INSTÁVEL	DIRETO
5	0,0500	2,77	INSTÁVEL	DIRETO
6	0,0675	3,75	INSTÁVEL	DIRETO

A Tabela 6.1 mostra que quando a excentricidade de massa é menor do que a folga entre estabilizador e parede do poço (Cenário 1), ocorre precessão retrógrada para baixa rotação (60 rpm) e movimento instável para alta rotação (140 rpm). O movimento de precessão instável caracteriza-se pela alternância contínua entre precessão direta e retrógrada, conforme apresentado na Figura 6.1.

Figura 6.1 – Velocidade de precessão instável com velocidade rotação de 140 rpm e velocidade axial de 0,10 m/s e $\mu_{stb}=0,01$, conforme dados do Cenário 1.

Para relações onde a excentricidade de massa excede o valor da folga entre estabilizador e parede do poço, porém abaixo de 100% (Cenários 2 e 3), ocorre movimento de precessão direta para baixa rotação e movimento de precessão retrógrada para alta rotação. Quando o valor da excentricidade atinge o valor a partir do dobro do valor da folga do estabilizador com a parede do poço (Cenários 4, 5 e 6), ocorrem movimentos instáveis de precessão para baixa rotação e precessão direta para alta rotação. A Figura 6.2 apresenta o resultado para o Cenário 5 da Tabela 6.1 com velocidade de rotação de 140 rpm, evidenciando o movimento de precessão direta com baixo coeficiente de atrito.

Figura 6.2 – Velocidade de precessão instável com velocidade rotação de 140 rpm e velocidade axial de 0,10 m/s e $\mu_{stb}=0,01$, conforme dados do Cenário 5.

Conforme observado por Jansen (1993), não é possível a geração de movimento de precessão retrógrado estável quando a excentricidade de massa é inferior à folga entre estabilizador e parede do poço, fato também observado no Cenário 1 da Tabela 6.1. Constata-se, também, que o incremento da excentricidade de massa pode levar para um movimento de precessão direta. Porém, quando se considera um maior atrito do estabilizador contra a parede do poço, esta condição pode não ocorrer, uma vez que a fricção do estabilizador leva a uma autoexcitação do sistema, ocasionando o movimento de precessão retrógrada da coluna (JANSEN, 1993). A Figura 6.3 apresenta o resultado para a velocidade de precessão com os mesmos dados de entrada utilizados na resposta apresentada na Figura 6.2, porém, o coeficiente de atrito do estabilizador contra a parede do poço é de 0,15. Constata-se que a partir do tempo adimensional 1000 ocorre a precessão retrógrada estável no movimento da coluna.

Figura 6.3 – Velocidade de precessão instável com velocidade rotação de 140 rpm e velocidade axial de 0,10 m/s e $\mu_{stb}=0,15$, conforme dados do Cenário 5.

A Tabela 6.2 apresenta os resultados obtidos para análise da influência da excentricidade de massa no sistema, utilizando coeficiente de atrito do estabilizador de 0,10. Observa-se que para a velocidade de rotação de 60 rpm, sempre ocorre precessão retrógrada durante a retirada da coluna. O mesmo efeito ocorre para velocidade de rotação de 140 rpm, até que a partir do cenário 5 ocorre a instabilidade. Nota-se que a relação entre o atrito entre estabilizador e parede do poço e excentricidade de massa exerce grande influência na resposta do tipo de movimento de precessão da coluna.

Tabela 6.2 – Resultados obtidos para avaliação da estabilidade e direção da precessão da coluna de perfuração em função da relação entre excentricidade de massa e folga entre estabilizador e parede do poço com $\mu_{stb}=0,10$.

Cenário	ϵ	ϵ/ζ	60 rpm	140 rpm
1	0,0112	0,62	RETRÓGRADO	RETRÓGRADO
2	0,0250	1,38	RETRÓGRADO	RETRÓGRADO
3	0,0337	1,87	RETRÓGRADO	RETRÓGRADO
4	0,0400	2,22	RETRÓGRADO	RETRÓGRADO
5	0,0500	2,77	RETROGRADO	INSTÁVEL
6	0,0675	3,75	RETRÓGRADO	INSTÁVEL

6.2 Análise da Aceleração Lateral

A análise da aceleração lateral da coluna foi efetuada utilizando-se os dados geométricos e físicos da coluna de perfuração utilizada no campo, conforme apresentado no Capítulo 5. A análise consiste na variação dos parâmetros do coeficiente de atrito do estabilizador contra a parede do poço e diâmetro do poço, ou seja, pretende-se observar o comportamento dinâmico do sistema em função do aumento do atrito com a parede do poço e folga entre coluna e parede do poço, para várias velocidades de movimento axial da coluna.

Alguns parâmetros adicionais foram considerados em todas as simulações devido ao impacto entre o comando e a parede do poço, conforme apresentado na Tabela 6.3. Os valores apresentados na Tabela 6.3 foram mantidos constantes durante todas as simulações numéricas efetuadas neste capítulo.

Tabela 6.3 – Coeficientes utilizados para simular impacto da coluna contra a parede do poço.

Coeficiente de atrito entre comando e parede do poço	Coeficiente de restituição elástica devido ao contato do comando com a parede do poço	Coeficiente de rigidez relativa entre parede do poço e coluna de perfuração
μ_c	κ	Δ
0,1	0,5	100

Uma forma de avaliar o risco em função da aceleração lateral obtida nas simulações é compará-las com os valores aceitos na indústria do petróleo como baixos (inferior a 1 g), médios (de 1 a 3 g), altos (de 4 a 6) e severos (acima de 6 g). Este risco está relacionado com o risco de falha nos equipamentos eletrônicos instalados no BHA. A Tabela 6.4 apresenta o quadro de análise de vibrações da empresa prestadora de serviços de perfuração para a Petrobras (SCHLUMBERGER, 2014).

Tabela 6.4 – Avaliação do risco de falha devido aos efeitos da aceleração lateral no BHA (SCHLUMBERGER, 2014).

Guia para dinâmica de perfuração		
Vibração lateral (g RMS)	Risco	Tempo de exposição
< 1	Baixo	Nenhum
1 a 3	Médio	Recomendação para mitigação. Mais de 24 h nesta condição oferece risco médio de falha da ferramenta
3 a 6	Alto	Mitigação mandatória. Mais de 12 h nesta condição oferece alto risco de falha da ferramenta
> 6	Severo	Após 30 min efetuar notificação formal

As Figuras 6.4 a 6.6 apresentam a aceleração lateral obtida nas simulações considerando a variação no coeficiente de atrito entre estabilizador e parede do poço. O poço analisado corresponde ao apresentado no Capítulo 5, com diâmetro do poço fixo de 16” e excentricidade de massa do BHA de 0,0045 m. Como se pode observar, a aceleração lateral tende a aumentar em função do incremento no coeficiente de atrito entre estabilizador e parede do poço, no entanto não houve variações significativas em função da velocidade de *backreaming*. As acelerações laterais apresentaram valores baixos, representando condições de operação de baixo risco, levando-se em consideração os critérios apresentados na Tabela 6.4. Cabe salientar que a análise apresentada para a aceleração lateral RMS diz respeito ao tempo total da simulação, em torno de 2 min. Devido a isso, serão apresentados, também em alguns casos, os valores de pico de aceleração no sistema.

Figura 6.4 – Aceleração lateral RMS para poço de 16", $\mu_{stb}=0,1$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Figura 6.5 – Aceleração lateral RMS para poço de 16", $\mu_{stb}=0,2$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Figura 6.6 – Aceleração lateral RMS para poço de 16'', $\mu_{stb}=0,3$ e $e_o=0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

De modo a avaliar os efeitos de excitação devido ao desbalanço no sistema dinâmico, efetuaram-se análises com excentricidade de massa com o triplo do valor obtido durante a calibração do sistema efetuado no Capítulo 4. As Figuras 6.7 a 6.9 apresentam os resultados para aceleração lateral com excentricidade de massa de 0,0135 m.

Figura 6.7 – Aceleração lateral RMS para poço de 16'', $\mu_{stb}=0,1$ e $e_o=0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Figura 6.8 – Aceleração lateral RMS para poço de 16'', $\mu_{stb}=0,2$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Figura 6.9 – Aceleração lateral RMS para poço de 16'', $\mu_{stb}=0,3$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Observa-se que ocorre um aumento na magnitude da aceleração lateral a partir da velocidade de rotação de 120 rpm com o aumento na excentricidade de massa. Constatase, também, que na velocidade de rotação de 140 rpm, ocorre uma diminuição na magnitude da aceleração lateral quando a velocidade axial da coluna é 0,10 m/s (menor

velocidade testada). De qualquer forma, os níveis de aceleração continuam representando uma condição de baixo risco para a operação, de acordo com a Tabela 6.4.

As análises a seguir são efetuadas variando-se o diâmetro do poço, ou seja, a folga entre o estabilizador e comando com a parede do poço, mantendo-se agora o coeficiente de atrito entre estabilizador e parede do poço fixo em 0,2. As Figuras 6.10 a 6.12 mostram a aceleração lateral para poço com diâmetro de 16", 17" e 18" respectivamente, com excentricidade de massa de 0,0045 m.

Figura 6.10 – Aceleração lateral RMS para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 16''$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Figura 6.11 – Aceleração lateral RMS para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 17''$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Figura 6.12 – Aceleração lateral RMS para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 18''$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Nota-se que aceleração lateral dobrou sua magnitude com o aumento do diâmetro do poço de 16'' para 17'', e o aumento do diâmetro do poço promove um incremento na magnitude da aceleração lateral da coluna. Para o caso de diâmetro de poço de 18'', os níveis de aceleração lateral já podem ser considerados de risco médio, de acordo com a

Tabela 6.4. Entretanto, não se observou grandes variações na aceleração lateral em função da alteração na velocidade de *backreaming*.

As análises seguem para o caso com incremento na excentricidade de massa no sistema, estudando o comportamento da aceleração lateral em função do aumento do diâmetro do poço. As Figuras 6.13 a 6.15 mostram a aceleração lateral para poço com diâmetro de 16", 17" e 18" respectivamente, com excentricidade de massa de 0,0135 m. Constata-se que para o diâmetro do poço de 18" na velocidade de rotação da coluna de 120 e 140 rpm ocorrem elevados níveis de aceleração RMS no sistema. Tais níveis de aceleração são causados, neste caso, pelo contato do comando contra a parede do poço, algo não observado em todas as simulações anteriores. Estes níveis de aceleração são tais que podem ser considerados de alto risco de acordo com a Tabela 6.4.

Figura 6.13 – Aceleração lateral RMS para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 16''$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Figura 6.14 – Aceleração lateral RMS para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 17''$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Figura 6.15 – Aceleração lateral RMS para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 18''$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Neste caso, cabe apresentar os valores das acelerações laterais de pico, pois as simulações mostraram valores elevados para o cenário com coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2 e $e_o = 0,0135$ m para poço com 17'' e 18'', conforme apresentado na Figura 6.16 e Figura 6.17. Observa-se que há uma grande influência da excentricidade

de massa no sistema, levando a valores de aceleração muito elevados, devido ao impacto do comando contra a parede do poço. Nota-se também que durante os eventos de impacto, ocorre uma variação na resposta em função da velocidade de *backreaming* utilizado, para velocidade de rotação de 140 rpm.

Figura 6.16 – Pico da aceleração lateral para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 17''$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Figura 6.17 – Pico da aceleração lateral para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 18''$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Outro efeito a ser salientado é que os impactos do comando contra a parede do poço surgem a partir de 140 rpm, para o caso de poço com diâmetro de 17” e a partir de 120 rpm para poço com diâmetro de 18”. Isto é uma evidência de que o aumento da folga da coluna com o poço promove um maior espaço para a coluna vibrar, criando um ambiente de maior risco ao poço e aos equipamentos instalados na coluna de perfuração.

Os resultados obtidos mostraram-se coerentes com as análises e práticas de perfuração executadas pelas companhias de serviço. O fenômeno de BHA *whirl*, ou seja, movimento de precessão da coluna de perfuração, pode ser encontrado em poços com diâmetro acima do valor nominal da broca de perfuração, neste caso, recomenda-se a diminuição da velocidade de rotação da coluna para sua mitigação, conforme orientações da empresa Schlumberger.

6.3 Análise da Fadiga na Coluna de Perfuração

A fadiga é um tipo de falha mecânica, causada primariamente pela aplicação repetida de carregamentos (tensões ou deformações) variáveis, sendo caracterizada pela geração e propagação lenta e gradual de trincas que levam à ruptura e ao colapso súbito do componente. É um fenômeno complexo, de caráter extremamente estatístico, dependente de diversos fatores como: carregamento, geometria, microestrutura do material, fatores ambientais (temperatura, meio, umidade, etc.) e processos de fabricação (tensões residuais, acabamento superficial, defeitos, etc.). A maioria das falhas que ocorrem em componentes mecânicos é decorrente da fadiga (80% a 90%) (FERREIRA, 2001). Em geral, os níveis de tensão em que ocorre a ruptura em carregamento variável são muito inferiores aos necessários para ruptura em carregamento estático.

Os carregamentos devido aos esforços de flexão na coluna de perfuração possuem natureza cíclica com amplitude variável. Neste contexto, para fins de análise dos efeitos na coluna de perfuração em função da velocidade de rotação e de movimentação axial da coluna (*backreaming*), são efetuadas análises de dano acumulado na coluna de perfuração através de simulações numéricas utilizando o modelo determinístico proposto nesta tese.

Uma maneira de se lidar com a amplitude de carga variável é estipular ciclos de carregamentos equivalentes e assim utilizar os métodos de acúmulo de dano para prever

seu efeito sobre a vida útil do componente. O dano acumulado representa a perda parcial da funcionalidade da estrutura em análise. Quando um material é submetido a tensões cíclicas, mesmo que estas tensões estejam abaixo do seu limite de ruptura, haverá um acúmulo de danos afetando a integridade física do componente, devido à ciclagem contínua. O acúmulo de danos conduz a formação de trincas que podem se propagar levando o material à fratura (ROCHA, 2005). Para consideração do dano, a literatura define uma variável escalar d do material livre de defeitos, $d=0$. Enquanto, $d=1$ corresponde a um estado de completa perda de integridade da estrutura interna do material. Em um ensaio de fadiga a evolução linear do dano é expressa pela Equação (7.1).

$$d = \frac{n}{N} \quad (7.1)$$

onde d é o dano acumulado, n é o número de ciclos ao qual a estrutura foi submetida e N é o número de ciclos que causa o início da fratura.

Nesta análise, o método de *rainflow* para contagem de ciclos é utilizada e aplicada com a teoria de acúmulo de dano através do modelo de Goodman-Wohler-Miner, conforme utilizado por Ritto (2010). Detalhes para o cálculo do dano acumulado encontram-se no Apêndice E.

As análises a seguir apresentam o dano acumulado simulado através do modelo matemático, com as mesmas características de dados de entrada geométricos e físicos utilizados nas análises de aceleração lateral. As Figuras 6.18 a 6.20 apresentam o dano acumulado durante o tempo de simulação de 2 min, considerando a variação no coeficiente de atrito entre estabilizador e parede do poço de 0,1 , 0,2 e 0,3 para um poço de diâmetro fixo de 16” e excentricidade de massa de 0,0045 m.

Figura 6.18 – Dano acumulado para poço de 16”, $\mu_{stb}=0,1$ e $e_o=0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Figura 6.19 – Dano acumulado para poço de 16”, $\mu_{stb}=0,2$ e $e_o=0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Figura 6.20 – Dano acumulado para poço de 16”, $\mu_{stb}=0,3$ e $e_o=0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Pode-se observar que o dano acumulado apresenta crescimento elevado a partir da velocidade de rotação de 100 rpm em todos os casos apresentados. O coeficiente de atrito maior contribuiu para aumentar o dano acumulado nos casos de rotação acima de 100 rpm. A velocidade de *backreaming* é influenciada somente nas rotações de 120 rpm e 140 rpm para o caso de coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, conforme Figura 6.20. Da mesma forma como efetuado na análise das acelerações laterais, efetua-se a avaliação dos efeitos de excitação devido ao acréscimo no desbalanceamento no sistema dinâmico. A excentricidade de massa utilizada foi de 0,0135 m e as Figuras 6.21 a 6.23 apresentam os resultados para o dano acumulado.

Figura 6.21 – Dano acumulado para poço de 16", $\mu_{stb}=0,1$ e $e_o=0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Figura 6.22 – Dano acumulado para poço de 16", $\mu_{stb}=0,2$ e $e_o=0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Figura 6.23 – Dano acumulado para poço de 16”, $\mu_{stb}=0,3$ e $e_o=0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Observa-se um aumento expressivo no dano acumulado em função do aumento na excentricidade de massa do sistema. A Figura 6.18 apresentou máximo dano acumulado de 0,004, enquanto que na Figura 6.21 o máximo dano acumulado é de 0,1 para o mesmo coeficiente de atrito do estabilizador de 0,1. Nota-se claramente que o parâmetro excentricidade de massa é o parâmetro preponderante para o aumento do dano acumulado, deixando o coeficiente de atrito do estabilizador em um segundo plano nesta análise. O dano acumulado para velocidade de rotação de 140 rpm apresenta valores menores para velocidades de movimento axial menor, no caso 0,10 m/s.

As análises a seguir são efetuadas variando-se o diâmetro do poço, ou seja, a folga entre o estabilizador e comando com a parede do poço, mantendo-se agora o coeficiente de atrito entre estabilizador e parede do poço fixo em 0,2. As Figuras 6.24 a 6.26 apresentam o dano acumulado para poço com diâmetro de 16”, 17” e 18” respectivamente, com excentricidade de massa de 0,0045 m.

Figura 6.24 – Dano acumulado para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 16''$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Figura 6.25 – Dano acumulado para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 17''$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Figura 6.26 – Dano acumulado para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 18''$ e $e_o = 0,0045$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Para a situação onde o poço está com diâmetro de 16'' o dano acumulado é bem inferior com relação às análises efetuadas com diâmetro de poço de 17'' e 18''. O dano acumulado cresce significativamente com o aumento da velocidade de rotação. Também nestes casos não se observam diferenças significativas entre os resultados para diferentes velocidades axiais da coluna de perfuração.

Como efetuado nas análises para aceleração lateral, estuda-se o caso com incremento na excentricidade de massa no sistema analisando o comportamento do dano acumulado em função do aumento do diâmetro do poço. As Figuras 6.27 a 6.29 apresentam o dano acumulado para poço com diâmetro de 16'', 17'' e 18'' respectivamente, com excentricidade de massa de 0,0135 m.

Figura 6.27 – Dano acumulado para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 16''$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Figura 6.28 – Dano acumulado para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 17''$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Figura 6.29 – Dano acumulado para coeficiente de atrito do estabilizador de 0,2, $D_h = 18''$ e $e_o = 0,0135$ m para velocidades de movimento axial de 0,10, 0,12 e 0,16 m/s.

Observa-se um grande incremento no dano acumulado em função do aumento do diâmetro do poço. Para velocidade de rotação de 120 rpm, o dano acumulado para poço de diâmetro de 16'' é de 0,08. Para o poço de diâmetro de 17'' o dano acumulado é de 0,20 e para poço de diâmetro de 18'' o dano acumulado é de 0,30. Os elevados valores de dano acumulado no período ocorrem devido aos impactos do comando contra a parede do poço, nas situações com velocidade de rotação de 140 rpm para poço de 17'' e velocidade de rotação de 120 rpm e 140 rpm para poço de 18''. A velocidade de *backreaming* influencia no resultado somente nos casos de velocidade de rotação acima de 120 rpm.

6.4 Discussão dos Resultados

Analisando-se os resultados obtidos através das várias simulações realizadas, pode-se concluir que:

- A relação entre a excentricidade de massa e a folga do estabilizador com a parede do poço podem determinar a direção do movimento de precessão do eixo, porém o efeito do atrito entre estabilizador e parede do poço cria o efeito de autoexcitação do sistema, levando ao movimento de precessão retrógrado;

- O coeficiente de atrito entre o estabilizador e a parede do poço tem forte impacto no dano acumulado da coluna, mas não representa um parâmetro preponderante para o aumento da aceleração lateral da mesma. No caso da aceleração lateral, a excentricidade de massa e a relação diâmetro do estabilizador/diâmetro do poço são parâmetros mais importantes;
- A velocidade de *backreaming* exerce influência na resposta somente para rotações de 120 e 140 rpm e onde há impactos do comando contra a parede do poço. A aceleração lateral e o dano acumulado são menores para velocidades de *backreaming* menores nas situações de velocidade de rotação elevadas e excentricidade de massa elevadas;
- O aumento no diâmetro do poço, na velocidade de rotação e na excentricidade de massa, implicam em um maior dano acumulado na coluna;

Baseado nos resultados da análise paramétrica do sistema, nota-se que a retirada da coluna em *backreaming* em poço com elevado coeficiente de atrito, ou seja, poço apertado com elevado torque e com muito contato dos estabilizadores contra a parede do poço, promove um aumento significativo no dano acumulado da coluna. Fluidos a base óleo sintético podem diminuir este coeficiente de atrito, sendo um ambiente mais favorável do ponto de vista de retirada da coluna com um menor atrito possível. Há também a possibilidade de se utilizar estabilizadores com diâmetro ligeiramente inferior ao diâmetro da broca (*undergauge stabilizer*), prática comum durante o projeto de colunas de perfuração.

A retirada da coluna em *backreaming* em poço com diâmetro acima do calibre da broca mostra-se prejudicial à coluna, pois há um grande incremento na aceleração lateral do BHA, neste caso, os efeitos são minimizados para rotações abaixo de 100 rpm. Outro fator importante a ser analisado é com respeito à excentricidade de massa, pois algumas colunas de perfuração contêm elementos com inclinação de 0,5° ou até 1,5°, a depender da aplicação desejada. Basicamente este tipo de BHA é utilizado para efetuar desvios no poço, mas encontra aplicação para promover um pequeno incremento no diâmetro do poço, evitando-se assim a possibilidade de prisão da coluna dentro do poço. Nestes casos, deve-se atentar que poderão ocorrer maiores vibrações nas colunas onde há maior excentricidade no BHA. O ideal é aplicar baixa rotação (inferior a 80 rpm), porém, caso seja preciso aplicar rotação elevada durante a retirada da coluna, o melhor cenário seria a utilização de maiores velocidades de movimento axial, para a

obtenção de um menor dano acumulado em conjunto com menores acelerações laterais no BHA.

Em suma, os resultados mostram a importância da análise da dinâmica da coluna de perfuração durante a operação de retirada do poço com aplicação de rotação e bombeio de fluido (*backreaming*), mostrando que a equipe de acompanhamento da operação deve-se preocupar, não somente durante o corte da rocha, mas também durante a retirada da coluna, onde eventos catastróficos podem ocorrer se uma análise criteriosa não for aplicada ao sistema durante a sua execução.

7 Análise Estocástica

Nesta seção serão apresentados os modelos probabilísticos e a análise estocástica com solução via método de Monte Carlo. A análise focará apenas nas variáveis aleatórias: diâmetro do poço e coeficiente de fricção entre estabilizador e parede do poço.

7.1 Modelagem Probabilística

Após a obtenção e validação do modelo determinístico, procede-se com a modelagem probabilística do sistema. O objetivo será modelar as incertezas das variáveis envolvidas no processo de perfuração utilizando a teoria da probabilidade para obtenção do modelo probabilístico.

Existem dois tipos de incertezas em sistemas mecânicos complexos: incertezas paramétricas e incertezas de modelagem. A abordagem para incertezas de modelagem deve ser executada através de técnicas não paramétricas, utilizando matrizes aleatórias, conforme teoria introduzida por Soize (2000). Nesta tese será utilizada somente a abordagem paramétrica, a qual relaciona as incertezas nas variáveis físicas do processo. As imperfeições no modelo matemático, advindas principalmente das hipóteses simplificadoras, serão tratadas através de ensaios experimentais, conforme apresentado no Capítulo 4.

Para exemplificar o processo de solução, seja um sistema mecânico qualquer, modelado matematicamente a partir de princípios físicos através de uma função h , uma força de excitação na entrada f e uma resposta Y , submetida a uma variável aleatória A . Nesta situação há a necessidade da utilização de um modelo estocástico, gerado a partir de distribuição de probabilidades P_A e de um algoritmo matemático para obtenção das estatísticas da resposta P_Y , conforme ilustrado na Figura 7.1.

Figura 7.1 – Ilustração do esquema de solução para problemas com incertezas (Modificado de Soize, 2000).

As distribuições de probabilidades relacionadas com as variáveis aleatórias do problema serão construídas utilizando o Princípio da Máxima Entropia, e a resposta estocástica do sistema será calculada posteriormente utilizando o método de Monte Carlo.

7.1.1 Variável Aleatória

Todas as observações de um fenômeno aleatório formam um conjunto de espaço amostral θ . Um evento é definido como um subconjunto de θ contendo saídas $\theta \in \theta$. A medida de probabilidade P associa uma probabilidade de ocorrência neste subconjunto. A coleção dos possíveis eventos, com probabilidade bem definida, é chamada de σ -álgebra associada com θ , denotada por F . Desta forma, o espaço de probabilidade é construído através da tripla (θ, F, P) , (PAPOULIS, 1991).

Uma variável aleatória X é uma aplicação $X: (\theta, F, P) \mapsto \mathbb{R}$. Em outras palavras, uma variável aleatória é uma regra que atribui um valor numérico a cada possível resultado de um experimento. No cálculo de probabilidades, estudam-se as variáveis aleatórias e calculam-se as probabilidades a ela associadas.

Para variáveis aleatórias contínuas, a função distribuição cumulativa (FDC) e função densidade de probabilidade (FDP) são denotadas por $F_X(x)$ e $f_X(x)$, respectivamente. A FDC de uma variável aleatória X é definida como a probabilidade

do evento $\{X \leq x\}$, isto é, a probabilidade da variável aleatória X assumir um valor no intervalo $(-\infty, x]$, conforme Equação (7.1).

$$F_X(x) = \int_{-\infty}^x f_X(x)dx \quad (7.1)$$

A Figura 7.2 apresenta uma ilustração da função típica de distribuição cumulativa para uma variável aleatória contínua X .

Figura 7.2 – Gráfico da função distribuição cumulativa de uma variável aleatória contínua X .

A FDP de uma variável aleatória contínua X , se existir, é definida como a derivada de $F_X(x)$, conforme Equação (7.2).

$$f_X(x) = \frac{dF_X(x)}{dx} \quad (7.2)$$

A FDP deve satisfazer as seguintes propriedades apresentadas pela Equação (7.3) e Equação (7.4).

$$f_X(x) \geq 0 \quad (7.3)$$

$$\int_{-\infty}^x f_X(x)dx = 1 \quad (7.4)$$

O momento estatístico de uma variável aleatória permite caracterizar sua FDP. Os momentos apresentam uma ideia da tendência central, dispersão e assimetria de uma

distribuição de probabilidades. O n -ésimo momento estatístico de uma variável aleatória contínua X é apresentado pela Equação (7.5).

$$\mathbb{E}[X^n] = \int_{-\infty}^{+\infty} x^n f_X(x) dx \quad (7.5)$$

Para $n=1$, $\mathbb{E}$ representa o valor esperado de X e para $n=2$ a sua variância.

7.1.2 Princípio da Máxima Entropia

O conceito de entropia foi introduzido no campo científico há mais de 150 anos, mas somente a partir de meados do Século XX é que se difundiram suas aplicações por diversas áreas do conhecimento. Na raiz deste movimento, estiveram os trabalhos de Shannon (1948), que introduziu um conceito de entropia em teoria da informação e uma medida para quantificá-la, e os estudos de Jaynes (1957) e Kullback (1959), que propuseram princípios de otimização da entropia segundo formulações distintas (MATTOS; VEIGA, 2002).

O conceito de entropia de Shannon, op. cit. refere-se à incerteza de uma distribuição de probabilidade e a medida que propôs destinava-se a quantificar essa incerteza. Formalmente, o princípio de Jaynes, op. cit, envolve a busca pela distribuição de probabilidade que maximiza a medida de Shannon, op. cit., dado um conjunto de restrições lineares. Estas restrições informam características da distribuição procurada, como, por exemplo, sua média e sua variância. Tais conceitos permitiram o desenvolvimento de uma abordagem quantitativa para associar medidas de probabilidade com informações disponíveis sobre o evento aleatório, evitando qualquer tipo de especulação (FABRO, 2010). A medida de entropia proposta por Shannon, op. cit. é, para o caso de variáveis aleatórias com distribuições de probabilidade contínuas, definida segundo a Equação (7.6).

$$S(X) = - \int_C f(x) \log f(x) dx \quad (7.6)$$

onde C é o conjunto suporte onde é definida a função de densidade de probabilidade $f(x)$ associada a sua medida de entropia, $S(x)$.

Esta medida sujeita a um conjunto de restrições lineares, geralmente momentos estatísticos disponíveis ou qualquer outro tipo de informação sobre o evento aleatório, é maximizada utilizando-se o método dos multiplicadores de Lagrange (KAPUR; KESAVAN, 1992).

Deste modo, o Princípio da Máxima Entropia pretende a maximização da entropia em uma função de distribuição, tornando possível de se encontrar uma distribuição de probabilidade que mais se adequa aos dados, na qual é minimizado o uso inadvertido de qualquer tipo de informação que não a explicitamente disponível, podendo ser encarado como um ramo da inferência estatística (MAASOUMI, 1993).

7.1.3 Parâmetros com Incerteza no Modelo Dinâmico Proposto

Os parâmetros físicos que exercem maior influência no resultado das vibrações em colunas de perfuração serão considerados nesta tese. Um dos parâmetros mais relevantes com relação à incerteza durante a perfuração de um poço de petróleo é o seu diâmetro, pois este é dependente da relação rocha-broca e, normalmente, não é obtido em tempo real durante a perfuração. Apesar do diâmetro do poço ser conhecido pelo diâmetro da broca de perfuração, diversos fatores contribuem para o alargamento ou fechamento do poço durante a sua construção. Por exemplo, em formações salinas com alto grau de fluência, ocorrem fechamentos no diâmetro do poço, por outro lado, em rochas compostas por argila (folhelhos) ou arenitos (areias inconsolidadas), pode ocorrer incremento no diâmetro devido às reações químicas entre o fluido de perfuração e a parede do poço ou devido às interações mecânicas da própria coluna de perfuração. Pode-se afirmar que a condição do diâmetro do poço é variante com o tempo, até que seja revestido e cimentado.

As variações no diâmetro do poço causam alterações no comportamento das vibrações da coluna de perfuração. Para diâmetro maior do poço, ou seja, maior folga entre estabilizador ou comando com a parede do poço, ocorrem vibrações laterais e choque de maior intensidade, (JARDINE; MALONE; SHEPPARD, 1994).

A Figura 7.3 apresenta o registro de um poço perfurado na Bacia de Campos exibindo a variação do diâmetro do poço com relação à profundidade perfurada. Observa-se que há variação de até duas polegadas com relação ao seu diâmetro nominal.

Figura 7.3 – Registro do diâmetro de um poço perfurado na Bacia de Campos (PETROBRAS, 2012).

Outra variável importante e incerta a ser analisada é o coeficiente de restituição devido ao impacto do comando com a parede do poço. O coeficiente de restituição determina qual a proporção da energia cinética é absorvida pela formação durante o impacto. Baixos coeficientes de restituição resultam em alta absorção de energia. Rochas formadas por calcários e arenitos possuem alto coeficiente de restituição e por isso tendem a resultar em maiores choques do que em formações mais macias, como argilas (folhelhos), um resultado intuitivo, (NAUROY, 2011).

Entretanto, o contato entre o comando e a parede do poço é eventual, ou seja, existem condições mecânicas específicas onde este contato ocorre. Neste trabalho, assumiu-se que o valor do coeficiente de restituição será mantido fixo com relação a um tipo médio de rocha a ser perfurada.

Poços de petróleo são perfurados em bacias sedimentares, onde a probabilidade de ocorrência de acumulação de hidrocarbonetos é maior. Devido a isso, as rochas atravessadas pela broca apresentam grande variabilidade. Variações nas vibrações laterais são causadas devido a esta mudança litológica, e ocorrem basicamente devido às

alterações no coeficiente de fricção. Conforme o coeficiente de fricção entre a coluna de perfuração e a rocha aumenta, mais energia por impacto é transformada de rotação para movimento lateral da coluna. Em alguns casos, a fricção exagerada pode ocasionar grandes impactos do estabilizador com a parede do poço, causando desmoronamento na parede do poço.

A Figura 7.4 apresenta os efeitos na vibração de uma coluna de perfuração devido à mudança litológica do poço. Neste exemplo, vibrações laterais e torcionais são medidas através da quantidade de choques acima de valores pré-estabelecidos. Os primeiros choques são observados na profundidade de 358 m, os efeitos aumentam durante a passagem pelo arenito (*Sandstone*), uma rocha tipicamente causadora de vibrações elevadas. Os choques desaparecem quando a coluna retorna para a formação mais argilosa (*Shale*), (JARDINE; MALONE; SHEPPARD, 1994).

Figura 7.4 – Variação nas vibrações da coluna de perfuração devido à mudança na litologia (JARDINE; MALONE; SHEPPARD, 1994).

Outras variáveis também apresentam incertezas com relação as suas propriedades físicas no modelo, tais como as relacionadas com o fluido de perfuração. Entretanto, suas variações não geram efeitos significativos para o estudo de vibrações em colunas de perfuração e serão mantidas como valores fixos.

A análise de sensibilidade das variáveis relevantes no processo de perfuração, apresentada no Capítulo 6, mostra a influência na resposta com relação ao diâmetro do poço e coeficiente de atrito do estabilizador e comando contra a parede do poço.

Nesta tese serão consideradas as variáveis com incerteza para análise estatística da resposta do modelo matemático conforme apresentado na Tabela 7.1. O coeficiente de fricção de contato entre comando e parede do poço será considerado igual a 0,1.

Tabela 7.1 – Variáveis aleatórias para modelagem estocástica.

D_h	Diâmetro do poço
μ_s	Coeficiente de fricção do estabilizador com o poço

7.1.4 Determinação de Modelos Probabilísticos

A abordagem probabilística paramétrica permite a modelagem física dos parâmetros incertos no modelo numérico. A seguir serão apresentados os modelos de distribuição de probabilidades, utilizando os conceitos de entropia máxima, para a determinação das funções para as variáveis aleatórias definidas pela Tabela 7.1.

- **Diâmetro do Poço**

O diâmetro do poço possui grande variabilidade, dependendo principalmente do tipo de rocha perfurada, fluido de perfuração empregado e tempo de exposição sem revestimento. Existem diversos fatores que podem contribuir, seja para aumentar ou até mesmo diminuir o diâmetro do poço. A princípio, as únicas informações disponíveis para obtenção do modelo probabilístico são o diâmetro da broca e histórico de poços próximos ao poço em estudo.

Vários gráficos de diâmetros de poços perfurados na Bacia de Campos foram analisados e, para a fase construtiva em análise nesta tese, serão considerados somente os efeitos de alargamento do poço, uma vez que serão excluídas as formações

portadoras de sal, as quais podem apresentar diminuição no diâmetro do poço devido ao efeito da fluência (fechamento do poço). Além disso, o pior cenário para análise se encontra para os casos de diâmetros mais alargados do poço, os quais permitem maior espaço para a coluna de perfuração vibrar, ou seja, estabilizadores próximos da parede do poço tendem a minimizar os efeitos de impacto.

O poço referência utilizado nesta tese possui diâmetro nominal da broca de 16". O gráfico obtido no campo contendo o diâmetro do poço, visto na Figura 7.3, foi analisado e a média do diâmetro do poço obtida para profundidades entre 2000 a 3000 m foi de 16,8".

Nesta situação, onde somente a média é conhecida, a função de distribuição de probabilidade que maximiza a entropia, ou seja, mais conservativa, é a função de distribuição exponencial, conforme Conrad (2005), representada pela Equação (7.7).

$$f_X(x) = \frac{1}{\bar{D}_h} e^{-\frac{x}{\bar{D}_h}} \quad (7.7)$$

onde $\bar{D}_h$ é o valor médio do diâmetro do poço obtido através do perfil do campo.

Para a discretização computacional será utilizada a função de distribuição exponencial truncada, de maneira a disponibilizar ao algoritmo numérico somente valores físicos válidos de diâmetro de poço. Detalhes sobre a obtenção da função de distribuição exponencial via princípio da máxima entropia pode ser encontrado no Apêndice F.

- **Coefficiente de Fricção**

O coeficiente de fricção é de difícil determinação, uma vez que depende de uma série de fatores incertos durante a construção do poço, tais como: tipo de rocha, pontos de contato da coluna com a parede do poço e interação do fluido de perfuração e inclinação do poço.

Durante o processo de perfuração podem ocorrer efeitos de espiralamento e tortuosidades no poço que dificultam ainda mais a determinação do coeficiente de fricção do poço.

A Figura 7.5 apresenta a imagem obtida de um poço perfurado na América do Sul através de equipamentos elétricos a cabo. Observa-se a ocorrência de espiralamento e até mesmo mudanças de orientação do espiralamento. A parte da Figura 7.5 à esquerda representa a imagem em 2D do poço e à direita a imagem 3D, (GAYNOR et al., 2001).

Figura 7.5 – Imagem obtida em um poço na América do Sul exibindo espiralamento (GAYNOR et al. 2001).

Existem no mercado simuladores comerciais de torque e arraste de colunas de perfuração que podem ser utilizados, em uma operação de retroalimentação, para determinação dos coeficientes de fricção de um poço já perfurado. Gaynor et al. (2001), efetuaram diversos estudos de coeficientes de fricção de maneira a quantificar os problemas de tortuosidade em poços de petróleo. Mais de cem poços de petróleo perfurados foram analisados e retroalimentações em softwares de análise de torque e arraste de colunas foram utilizados para determinação dos coeficientes de fricção, para sistemas convencionais de perfuração. A Tabela 7.2 apresenta uma adaptação dos resultados obtidos por Gaynor et al. (2001), mostrando os valores de coeficientes de fricção médios obtidos com coluna em contato com a rocha, ou seja, em poço aberto.

Os valores médios obtidos variam obviamente com relação ao tipo de fluido utilizado para a perfuração. Fluidos de perfuração à base de óleo sintético possuem

propriedades lubrificantes maiores dos que os fluidos à base de água, apesar de atualmente os fluidos à base de água já contarem com lubrificantes eficientes que permitem uma melhoria significativa nas propriedades de fricção contra a parede do poço.

Tabela 7.2 – Valores de coeficientes de fricção médios obtidos através de retroalimentação em softwares de análise de torque e arraste (Adaptado GAYNOR et al., 2001).

Base do fluido	Fluido	Fator de fricção médio	Valor médio	Desvio padrão
Água	A	0,24	0,27	0,03
	B	0,30		
	C	0,27		
Óleo Sintético	A	0,17	0,18	0,01
	B	0,17		
	C	0,18		
	D	0,20		

Ritto et al. (2012), apresentaram um estudo incertezas no coeficiente de fricção em poços horizontais. Neste estudo, o coeficiente de fricção foi modelado através de um campo estocástico com função de autocorrelação exponencial e análise das respostas estatísticas através do método de Monte Carlo. A justificativa para utilização deste modelo se baseia nos estudos de Choi et al. (2011), onde um campo discreto estocástico foi desenvolvido para estudar o problema de incertezas em coeficientes de fricção em um sistema com *stick-slip*, utilizando o princípio da máxima entropia. O resultado deste estudo propõe a utilização de um campo truncado gaussiano para a modelagem da incerteza no coeficiente de fricção. Ritto et al. (2012), utilizaram como valor médio de coeficiente de fricção de 0,1 e um desvio padrão de 10% do valor médio, próximos portanto dos resultados obtidos e apresentados na Tabela 7.2.

Nesta tese, será utilizada a função de distribuição de probabilidade normal, para modelagem de coeficientes de fricção, já que esta é que maximiza a entropia (demonstração no Apêndice F) através das informações conhecidas de média e desvio padrão. Os valores a serem utilizados serão para fluido à base óleo, uma vez que o poço modelo foi perfurado com este tipo de fluido, com valor médio de 0,18 e desvio padrão de 0,01.

7.2 Simulações Estocásticas

A coluna de perfuração é uma estrutura longa e esbelta dentro de um poço contendo fluido de perfuração e vários tipos de rochas intercaladas, pois representam os ambientes mais propícios para a acumulação de petróleo (Bacias Sedimentares). São estruturas com uma dinâmica complexa e com várias fontes de incertezas envolvidas no processo. Neste trabalho, é proposta a avaliação de duas fontes de incertezas: diâmetro do poço e coeficiente de fricção entre estabilizador e parede do poço. Com isso, são apresentados dois modelos probabilísticos para a construção das variáveis aleatórias em estudo, através do princípio da máxima entropia. A resposta estocástica do sistema será avaliada pelo método de Monte Carlo.

O objetivo da análise estocástica neste capítulo é compreender como a aceleração lateral RMS 30 s, obtida através da média RMS da aceleração lateral durante o tempo de 30 s nas simulações, é afetada pelas incertezas com respeito ao diâmetro do poço e coeficiente de fricção entre estabilizador e parede do poço. Para isso será utilizado o modelo analítico de parâmetros concentrados, proposto nesta tese, em conjunto com os ajustes experimentais obtidos da bancada experimental e método de Monte Carlo para a obtenção da aceleração lateral RMS 30 s do comando de perfuração. As características geométricas da coluna apresentadas no Capítulo 6 serão utilizadas para todas as análises. Será estudada, também, a influência na resposta da aceleração lateral RMS 30s para o caso de dois tipos de fluido de perfuração diferentes (base água e base óleo sintético), representados pela alteração na média e no desvio padrão do modelo probabilístico proposto para o coeficiente de fricção entre estabilizador e parede do poço.

7.2.1 Metodologia

A análise da resposta estocástica visa à obtenção da aceleração lateral RMS 30 s para avaliação do impacto gerado pelas incertezas com respeito ao diâmetro do poço e coeficiente de fricção entre estabilizador e parede do poço. Para isso, adotou-se a seguinte metodologia de trabalho: simular utilizando um modelo probabilístico específico para duas velocidades de movimento axial (0,10 e 0,16 m/s) e para seis velocidades de rotação típicas durante a operação de *backreaming* (40, 60, 80, 100, 120

e 140 rpm) para geração de gráficos de aceleração RMS 30 s estocástica média e intervalo de confiança de 90%. As hipóteses adotadas e sequência de simulação são descritas a seguir:

- Adota-se um modelo probabilístico fixo para coeficiente de fricção entre estabilizador e parede do poço μ_{stb} e diâmetro do poço D_h ;
- Efetua-se simulação de Monte Carlo utilizando velocidade de movimento axial e velocidade de rotação fixa, torque de 6000 N.m, arraste de 30000 N e excentricidade de massa de 0,006;
- Manter coeficiente de fricção de contato entre comando e parede do poço em $\mu_c = 0,1$ para todos os casos (caso haja impacto do comando contra a parede do poço);
- Considerar 15 s para o tempo transiente e 30 s para o tempo estacionário médio, perfazendo um total de 45 s de tempo de simulação para cada iteração no método de Monte Carlo;
- Calcular a aceleração lateral RMS 30 s para cada iteração no método de Monte Carlo somente para o período estacionário da simulação;
- Avaliar o número mínimo de iterações no método de Monte Carlo para manter convergência aceitável através da análise da média quadrática da resposta da aceleração RMS 30 s, conforme Equação (7.8):

$$conv(n_s) = \frac{1}{n_s} \sum \int_{t_1}^{t_2} \|acc30rms(t, s_j)\|^2 dt \quad (7.8)$$

onde n_s é o número de iterações, t_1 é o tempo inicial, t_2 é o tempo final, $acc30rms(t, s_j)$ é a aceleração lateral RMS 30 s para cada realização s_j do método de Monte Carlo.

- Ao término da simulação, registrar o valor médio estocástico da aceleração RMS 30 s e pico de aceleração RMS no período de tempo estacionário (média, ponto superior e inferior), bem como o quartil inferior 5% e quartil superior 95%, configurando assim um intervalo de confiança de 90% na resposta;

- Repetir o processo para as outras velocidades de movimento axial e velocidade de rotação;
- Gerar gráfico para cada cenário probabilístico contendo a aceleração lateral RMS 30 s e pico de aceleração com média estocástica e intervalo de confiança de 90%.

A Tabela 7.3 apresenta os cenários estudados e os modelos probabilísticos adotados, detalhes sobre a modelagem probabilística pode ser encontrada Apêndice D.

Tabela 7.3 – Cenários para simulação estocástica contendo parâmetros e modelos probabilísticos.

Cenário	Atrito estabilizador			Diâmetro do poço			
	Média	Desvio padrão	Modelo	Média	a (min)	b (max)	Modelo
1	0,18	0,01	Normal	16,8	16,0	18,0	Exponencial
2	0,27	0,03	Normal	16,8	16,0	18,0	Exponencial
3	0,27	0,03	Normal	17,5	16,5	20,0	Exponencial
4	0,18	0,01	Normal	17,5	16,5	20,0	Exponencial

A Tabela 7.4 apresenta a correlação entre os cenários estudados e as características do poço, com relação ao tipo de fluido e arrombamento do poço. O arrombamento do poço é o termo utilizado na indústria do petróleo para caracterizar o aumento do diâmetro do poço além do diâmetro da broca de perfuração. É caracterizado basicamente pela reação entre fluido de perfuração e rocha, além das características geológicas das rochas na perfuração do poço. Cabe salientar que os simuladores comerciais e os encontrados na literatura, pela própria característica determinística de modelagem, consideram o diâmetro do poço com um valor fixo, normalmente igual ao diâmetro da broca.

Tabela 7.4 – Cenários para simulação estocástica contendo tipo de fluido e característica do poço.

Cenário	Fluido Base	Característica do poço
1	Sintético	Pouco arrombamento e baixo atrito
2	Água	Pouco arrombamento e elevado atrito
3	Água	Alto arrombamento e elevado atrito
4	Sintético	Alto arrombamento e baixo atrito

7.2.2 Solução do Sistema Estocástico

A solução do problema estocástico será feita através do Método de Monte Carlo. Inicialmente são gerados números aleatórios como valores de entrada para a função de distribuição de probabilidade de uma determinada variável aleatória. Com o valor obtido e os dados de entrada fixos do sistema, é realizado o cálculo numérico através da solução do sistema de equações diferenciais. Os resultados são armazenados e uma nova iteração é efetuada, de acordo com o método de Monte Carlo.

A geração de valores aleatórios de amostragem são obtidos através de números pseudoaleatórios gerados automaticamente via Matlab®. São chamados de números pseudoaleatórios, pois sua geração é obtida através de algum algoritmo matemático. A partir desta amostragem são geradas as distribuições de probabilidades de interesse. Para geração dos números pseudoaleatórios será utilizado o algoritmo padrão do Matlab® (gerador de Mersenne Twister) com semente variável com o tempo.

A geração dos resultados das funções de distribuição de probabilidades pode conter números que não representem fisicamente o problema em estudo. Dessa forma, é preciso gerar um conjunto de valores condicionado a uma restrição intervalar feito no suporte da distribuição.

Cabe salientar que uma distribuição truncada não pode ser tratada simplesmente como a remoção dos valores inferiores e superiores da distribuição original. Deve-se necessariamente reescalar os valores em numa nova função no intervalo desejado. A

Figura 7.6 apresenta um exemplo de uma função de distribuição normal e sua forma truncada.

Figura 7.6 – Exemplo de função distribuição normal e distribuição truncada (Mathworks Matlab®).

A seguir será apresentada a nova função distribuição de probabilidade exponencial, utilizada para modelar o diâmetro do poço, a partir da distribuição apresentada pela Equação (7.7).

$$f_X(x) = \frac{1}{D_h} e^{-\frac{x}{D_h}} \quad (7.7)$$

A função distribuição cumulativa da função apresentada na Equação (7.7) é apresentada pela Equação (7.8).

$$F_X(x) = 1 - e^{-\frac{x}{D_h}} \quad (7.8)$$

A versão da função distribuição de probabilidade exponencial truncada de uma variável aleatória Y a partir de uma variável aleatória X em $[a,b]$, é apresentada pela Equação (7.9), e a função distribuição cumulativa exponencial truncada pela Equação (7.10), conforme resultados apresentados por Ospina e Esteves (2013).

$$f_Y(y) = \frac{1}{\bar{D}_h \left(e^{-\frac{a}{\bar{D}_h}} - e^{-\frac{b}{\bar{D}_h}} \right)} e^{-\frac{y}{\bar{D}_h}} \quad \text{para } a \leq y \leq b \quad (7.9)$$

$$F_Y(y) = \frac{e^{-\frac{a}{\bar{D}_h}} - e^{-\frac{y}{\bar{D}_h}}}{e^{-\frac{a}{\bar{D}_h}} - e^{-\frac{b}{\bar{D}_h}}} \quad \text{para } a \leq y \leq b \quad (7.10)$$

A obtenção da distribuição exponencial truncada é realizada através do método de inversão da função distribuição acumulada. Este método permite obter a distribuição truncada apenas com a utilização de um gerador aleatório uniforme em y (Alves, 2012).

A função inversa da distribuição cumulativa, obtida através do software Mathematica® através da Equação (7.10), é apresentada pela Equação (7.11).

$$F_Y^{-1}(y) = -\bar{D}_h \text{Log} \left[\left(-e^{-\frac{a}{\bar{D}_h}} + e^{-\frac{b}{\bar{D}_h}} \right) \left(-\frac{e^{-\frac{a}{\bar{D}_h}}}{e^{-\frac{a}{\bar{D}_h}} - e^{-\frac{b}{\bar{D}_h}}} + y \right) \right] \quad (7.11)$$

Atribuindo valores aleatórios uniformemente distribuídos para a variável y na Equação (7.11) e utilizando o valor médio do diâmetro do poço $\bar{D}_h=16,8''$, obtém-se a distribuição de probabilidades exponencial truncada para $a=16''$ e $b=18''$, conforme Figura 7.7, gerados através de 100000 amostras aleatórias utilizando o software Matlab®.

Figura 7.7 – Histograma para função de distribuição de probabilidades exponencial truncada para diâmetro do poço com média 16,8”.

Para a função de distribuição considerada no modelo para o coeficiente de atrito não será necessário truncar o resultado, pois os valores obtidos estão dentro de limites aceitáveis para a simulação numérica. O histograma obtido através da simulação em Matlab® apresentada na Figura 7.8, mostra que, para os valores considerados na simulação numérica, os valores de coeficiente de atrito ficam em intervalo compatível com a física do problema. Foram gerados 100000 valores aleatórios da função de distribuição normal para o caso específico em análise, o máximo valor obtido foi de 0,22 e o mínimo foi de 0,14.

Figura 7.8 – Histograma para função de distribuição de probabilidades normal para coeficiente de fricção com média 0,18 e desvio padrão 0,01.

- **Método de Monte Carlo**

A técnica de solução numérica de processos estocásticos conhecido como método de Monte Carlo, consiste em gerar valores aleatórios para cada distribuição de probabilidades dentro de um modelo com o objetivo de produzir centenas ou milhares de cenários. A distribuição dos valores calculados para cada caso deve refletir a probabilidade de ocorrência dos mesmos. Este método é mais utilizado quando o modelo é complexo, não-linear ou mesmo quando envolve um número razoável de parâmetros de incerteza.

Uma das condições necessárias para aplicação do método é que as variáveis aleatórias envolvidas no processo sejam independentes. Neste trabalho as variáveis consideradas de

fato podem ser vistas como independentes, já que não há relação direta entre o coeficiente de fricção e diâmetro do poço.

Outra condição importante que deve ser salientada é sobre a aplicação do teorema do limite central, para obtenção das respostas considerando diferentes funções de distribuição de probabilidades. O teorema do limite central diz que, sob condições gerais, a função de distribuição cumulativa de uma soma de variáveis aleatórias independentes, aproxima-se de uma função de distribuição cumulativa de uma variável aleatória gaussiana, mesmo para diferentes funções de distribuição cumulativa (EHLERS, 2009). Este fato, além de permitir trabalhar com diferentes distribuições de probabilidade, mostra que o resultado da simulação de Monte Carlo deverá se aproximar das características de uma curva normal de distribuição.

Basicamente para a obtenção das respostas estatísticas envolvendo os parâmetros com incertezas no modelo matemático proposto, serão executadas as etapas conforme algoritmo apresentado abaixo:

- 1) Geração de valores aleatórios para diâmetro do poço e coeficiente de fricção, conforme modelo probabilístico;
- 2) Leitura e cálculo dos parâmetros iniciais considerando variáveis aleatórias;
- 3) Resolução do sistema de equações;
- 4) Arquivamento dos dados e retorno para item 1 para nova iteração até critério de parada seja atendido;
- 5) Gerar gráficos com média e desvio padrão das respostas obtidas.

7.2.3 Resultados Numéricos

A seguir são apresentados os resultados obtidos com a simulação estocástica. A primeira análise efetuada para este estudo consistiu em se determinar o número mínimo de iterações para obtenção de resultados confiáveis, utilizando o método de Monte Carlo. A Figura 7.9 apresenta a curva típica gerada para determinação do número mínimo de iterações a serem consideradas pelo método de Monte Carlo, utilizando a Equação (7.12). O número mínimo de iterações necessário para os vários cenários estudados variou de 1000 a 2500 simulações.

Figura 7.9 – Curva típica de convergência para função média quadrática.

Os resultados a seguir, apresentam a aceleração lateral RMS 30 s média estocástica com o intervalo de confiança de 90%. Também são apresentados os valores de pico de aceleração lateral, incluindo a média estocástica e intervalo de confiança de 90%. A Figura 7.10 apresenta a nomenclatura adotada para todos os gráficos apresentados neste capítulo. O intervalo de confiança foi obtido através do método dos quartis com 95% e 5% (SERFLING, 1980).

Figura 7.10 – Convenção para apresentação dos resultados estocásticos.

A Figura 7.11 e Figura 7.12 apresentam a aceleração lateral RMS 30 s para o cenário 1 para velocidade de movimento axial de 0,10 m/s e 0,16 m/s, respectivamente.

Figura 7.11 – Aceleração lateral RMS 30 s estocástica para cenário 1 com velocidade de movimento axial de 0,10 m/s.

Figura 7.12 – Aceleração lateral RMS 30 s estocástica para cenário 1 com velocidade de movimento axial de 0,16 m/s.

Observa-se que não houve variação significativa nas acelerações laterais RMS 30 s para ambas as velocidades de movimento axial. Em todas as velocidades de rotação da coluna de perfuração, a faixa de variação no intervalo de confiança de 90% ficou entre 0,4 g e 1,0 g. Os resultados mostram que há pouca influência na resposta considerando o cenário 1 como modelo probabilístico para a aceleração lateral RMS 30 s. A Figura

7.13 e Figura 7.14 apresentam a resposta para o pico de aceleração estocástica para o cenário 1.

Figura 7.13 – Pico de aceleração lateral estocástica para cenário 1 com velocidade de movimento axial de 0,10 m/s.

Figura 7.14 – Pico de aceleração lateral estocástica para cenário 1 com velocidade de movimento axial de 0,16 m/s.

A Figura 7.13 apresenta um comportamento com pouca variação no pico de aceleração com relação à velocidade de rotação da coluna, sendo que para todas as velocidades de rotação analisadas, os picos de aceleração ficaram acima de 1,0 g. A Figura 7.14 mostra uma característica ligeiramente crescente entre velocidade de rotação e pico de aceleração, com uma maior dispersão na resposta para velocidade de rotação de 140 rpm. Para velocidade de rotação da coluna entre 40 rpm e 60 rpm os picos de aceleração ficaram abaixo de 1,0 g. Nesta análise, pode-se verificar que para uma velocidade de movimento axial mais elevado (0,16 m/s) houve um decréscimo no pico de aceleração lateral para rotações da coluna de 40 rpm e 60 rpm. As simulações estocásticas efetuadas para o cenário 1 não apresentaram contato do comando contra a parede do poço e todas as acelerações RMS 30 s ficaram na média estocástica de 0,75 g.

A seguir são analisados os casos para o cenário 2. A Figura 7.15 e Figura 7.16 apresentam a aceleração lateral RMS 30 s para velocidade de movimento axial de 0,10 m/s e 0,16 m/s, respectivamente.

Figura 7.15 – Aceleração lateral RMS 30 s estocástica para cenário 2 com velocidade de movimento axial de 0,10 m/s.

Figura 7.16 – Aceleração lateral RMS 30 s estocástica para cenário 2 com velocidade de movimento axial de 0,16 m/s.

Os resultados obtidos para o cenário 2 mostram que a partir de 120 rpm ocorre maior probabilidade de contato do comando de perfuração contra a parede do poço, evidenciado pelas altas acelerações laterais (4,0 e 5,0 g). Para velocidades de rotação da coluna abaixo de 120 rpm os patamares de aceleração lateral permaneceram na média estocástica de 1,0 g. A Figura 7.17 e Figura 7.18 apresentam a resposta para o pico de aceleração estocástica para o cenário 2.

Figura 7.17 – Pico de aceleração lateral estocástica para cenário 2 com velocidade de movimento axial de 0,10 m/s.

Figura 7.18 – Pico de aceleração lateral estocástica para cenário 2 com velocidade de movimento axial de 0,16 m/s.

Os resultados estocásticos para pico de aceleração no cenário 2 mostram uma grande dispersão para a velocidade de rotação 120 rpm e 140 rpm. Os picos de aceleração lateral RMS chegam a atingir a ordem de 14,0 a 17,0 g. Não se observou alterações no comportamento em função da velocidade de movimento axial da coluna de perfuração. A grande dispersão no intervalo de confiança para velocidades de rotação de 120 rpm e 140 rpm devem-se pelo fato de haver contato do comando de perfuração contra a parede do poço somente em alguns momentos, pois nota-se que a média estocástica encontram-se em 3,0 g e 5,0 g, para velocidades de rotação de 120 rpm e 140 rpm, respectivamente.

A seguir é analisado o cenário 3 através da Figura 7.19 e Figura 7.20 exibindo a aceleração lateral RMS 30 s para velocidade de movimento axial de 0,16 m/s e 0,10 m/s, respectivamente.

Figura 7.19 – Aceleração lateral RMS 30 s estocástica para cenário 3 com velocidade de movimento axial de 0,10 m/s.

Figura 7.20 – Aceleração lateral RMS 30 s estocástica para cenário 3 com velocidade de movimento axial de 0,16 m/s.

Neste cenário observa-se que houve um incremento linear na aceleração lateral RMS 30 s com o aumento da velocidade de rotação da coluna de perfuração. A partir da velocidade de rotação de 100 rpm ocorrem maiores valores de aceleração lateral. Houve uma variação significativa entre velocidades de movimento axial, somente na resposta

para velocidade de rotação de 40 rpm, onde observa-se que para uma menor velocidade de movimento axial (0,10 m/s) há um aumento na aceleração lateral.

A Figura 7.21 e Figura 7.22 apresentam a resposta para o pico de aceleração estocástica para o cenário 3.

Figura 7.21 – Pico de aceleração lateral estocástica para cenário 3 com velocidade de movimento axial de 0,10 m/s.

Figura 7.22 – Pico de aceleração lateral estocástica para cenário 3 com velocidade de movimento axial de 0,16 m/s.

Os picos de aceleração lateral elevados, devido ao contato do comando de perfuração contra a parede do poço, surgem a partir da velocidade de rotação 100 rpm. Neste cenário, diferentemente dos anteriores, observou-se uma alteração no comportamento devido à alteração da velocidade de movimento axial. Para uma menor velocidade de movimento axial (0,10 m/s) houve contato do comando de perfuração contra a parede do poço com velocidade de rotação de 40 rpm, confirmado, também, pelo incremento na média estocástica do mesmo parâmetro para RMS 30 s, apresentado na Figura 7.20.

A Figura 7.23 e 7.24 apresentam os resultados obtidos com a simulação estocástica para aceleração lateral RMS 30 s para o cenário 4.

Figura 7.23 – Aceleração lateral RMS 30 s estocástica para cenário 4 com velocidade de movimento axial de 0,10 m/s.

Figura 7.24 – Aceleração lateral RMS 30 s estocástica para cenário 4 com velocidade de movimento axial de 0,16 m/s.

Constata-se que a partir de 140 rpm há contato do comando de perfuração contra a parede do poço. As demais velocidades de rotação e de movimento axial não apresentaram variação significativa. Novamente, constata-se grande dispersão na resposta para velocidade de rotação de 140 rpm, indicando que em algumas situações da simulação há contato e em outras não ocorrem, porém observa-se que a média estocástica do pico de aceleração está muito próxima da velocidade de rotação de 120 rpm. A Figura 7.25 e Figura 7.26 apresentam a resposta para o pico de aceleração estocástica para o cenário 4.

Figura 7.25 – Pico de aceleração lateral estocástica para cenário 4 com velocidade de movimento axial de 0,10 m/s.

Figura 7.26 – Pico de aceleração lateral estocástica para cenário 4 com velocidade de movimento axial de 0,16 m/s.

As variações de pico de aceleração lateral para o cenário 4, apresentado na Figura 7.25 e Figura 7.26, mostram que abaixo da velocidade de rotação da coluna de 140 rpm, os picos ficam em torno de 1,5 g, na média estocástica. O ponto crítico novamente está

na velocidade de rotação de 140 rpm, onde ocorre contato do comando de perfuração contra a parede do poço.

7.2.4 Análise Comparativa entre Cenários

A análise a seguir procura estabelecer correlações entre características de poço utilizando os resultados apresentados na seção anterior. Neste caso, serão selecionados os grupos de cenários para isolar e estudar os efeitos da incerteza no diâmetro do poço e atrito do estabilizador. A análise foi efetuada somente para os gráficos de aceleração lateral RMS 30 s em velocidade de 0,16 m/s, pois analisando os gráficos com velocidade de movimento axial de 0,10 m/s, não se observou variações significativas. Da mesma forma, os gráficos gerados para picos de aceleração, acabam sendo reflexos diretos dos gráficos de aceleração RMS 30 s, permitindo assim efetuar a análise qualitativa a seguir.

- **Efeito do Diâmetro do Poço**

Selecionou-se os cenários 1 e 4 com a seguinte característica em comum: baixo atrito entre estabilizador e parede do poço (na prática esta característica reflete fluido base óleo sintético). O outro cenário selecionado foi entre cenários 2 e 3, neste caso a característica comum é o alto atrito entre estabilizador e parede do poço (na prática esta característica representa fluido base aquosa). Com este tipo de análise, pode-se estudar a influência do diâmetro do poço (arrombamento) para o caso prático de utilização de fluido de perfuração base óleo e água.

Constatou-se através da análise entre cenário 1 e 4 (Figura 7.11 e 7.23) que para fluido de perfuração tipo sintético (baixo atrito) houve influência na resposta somente para a velocidade de rotação de 140 rpm, onde observou-se aumento na aceleração lateral para o caso de diâmetro de poço maior, promovido pelo contato entre comando de perfuração e parede do poço. Observando o cenário 2 e 3 (Figura 7.15 e 7.19), constata-se que houve incremento na aceleração lateral com o aumento no diâmetro do poço, para o caso de fluido base água. O efeito maior pode ser observado para a velocidade de rotação de 100 rpm, ocorrendo o contato entre comando e parede do poço quando houve aumento no diâmetro do poço. Para as velocidades de rotação de 120 rpm e 140 rpm, não houve influência devido ao aumento no diâmetro do poço, ou seja, o

efeito preponderante neste caso foi devido ao aumento no atrito entre estabilizador e parede do poço.

- **Efeito do Atrito do Estabilizador**

Para este estudo, selecionou-se os cenários 1 e 2 com a seguinte característica em comum: baixo arrombamento de poço (na prática esta característica se refere a um poço com diâmetro muito próximo do diâmetro da broca de perfuração). O outro cenário selecionado foi entre cenários 4 e 3, neste caso a característica comum é o alto arrombamento de poço (na prática esta característica representa poços perfurados em condições onde a vazão de fluxo do fluido de perfuração pode aumentar o diâmetro do poço ou rochas onde houve desprendimento das paredes do poço). Com este tipo de análise, pode-se estudar a influência do atrito entre estabilizador em situações de poços com pouco ou muito arrombamento no diâmetro.

Analizando os cenários 1 e 2 (Figura 7.12 e Figura 7.16) nota-se que não houve variação na resposta para aceleração lateral devido ao incremento no atrito do estabilizador até a velocidade de rotação de 100 rpm. Porém, com a velocidade de rotação da coluna de 120 rpm e 140 rpm, houve o incremento brusco na aceleração lateral (4,0 g e 5,0 g respectivamente) para um aumento no atrito do estabilizador na condição de poço com pouco arrombamento em seu diâmetro. Nestas duas velocidades de rotação houve contato entre comando e parede do poço, atingindo picos de aceleração de até 17,0 g. Já para os cenários 3 e 4 (Figura 7.20 e Figura 7.24) observou-se a maior alteração no comportamento dinâmico da coluna de perfuração. Ocorre que com o aumento no diâmetro do poço, combinado com o aumento no atrito, há uma forte correlação para aumento na aceleração lateral RMS 30 s. Os resultados mostram que houve aumento na aceleração lateral a partir da velocidade de rotação de 40 rpm, porém tornou-se mais acentuado a partir da velocidade de rotação 100 rpm. O contato do comando com a parede do poço começou a surgir a partir de 100 rpm, para o caso de alto atrito, já no caso com baixo atrito a velocidade de rotação onde houve contato do comando com a parede do poço foi de 140 rpm.

7.3 Discussão dos Resultados

A análise estocástica efetuada permitiu compreender o comportamento dinâmico da coluna de perfuração diante das incertezas do diâmetro do poço e coeficiente de fricção entre estabilizador e parede do poço. Os resultados apontam que a zona segura para operação de *backreaming* se encontra em velocidades de rotação inferiores a 100 rpm, considerando todos os cenários estudados. Para velocidade de rotação de 140 rpm há uma grande probabilidade de contato entre comando e parede do poço, o que acarreta elevadas acelerações laterais RMS 30 s e picos de aceleração na ordem de 15,0 g. O cenário menos favorável encontrado na análise mostra que a combinação de poço com diâmetro acima do diâmetro da broca (arrombado) e com elevado coeficiente de atrito, ocasionam os resultados mais severos para a coluna de perfuração, no que diz respeito à aceleração lateral da coluna. Já o cenário mais favorável, encontra-se para poço bem calibrado, ou seja, com diâmetro do poço próximo ou igual ao diâmetro da broca, e com baixo atrito entre estabilizador e parede do poço. Constatou-se, também, que a variação na velocidade de movimento axial da coluna de perfuração, não afetou significativamente os resultados para aceleração lateral RMS 30 s e pico de aceleração.

8 Conclusão

Este trabalho apresentou um modelo matemático para estudo da dinâmica e análises de vibrações em colunas de poços de petróleo em operações de *backreaming*, de maneira determinística e probabilística através do método de Monte Carlo. O modelo determinístico foi validado experimentalmente através de uma bancada construída para este fim. A elaboração do modelo matemático determinístico foi apresentada através do método de Newton com parâmetros concentrados em uma viga biapoada, derivados através do método dos trabalhos virtuais. O modelo considerou a influência do fluido de perfuração, do contato entre estabilizador e parede do poço, incluindo a folga entre eles, coeficiente de restituição elástica devido ao impacto do comando de perfuração contra a parede do poço e movimento axial simulando a operação de *backreaming*. Trata-se, no entanto, de uma simplificação da realidade de perfuração, porém, para validar a modelagem, foi construída uma bancada experimental em escala com uma coluna de perfuração do campo, onde foi possível preencher as lacunas entre o modelo matemático proposto, através de ajustes experimentais. Os ajustes experimentais consistiram na adequação da rigidez equivalente à flexão do comando de perfuração, através da calibração entre curvas de deflexão do eixo e de sua transformada de Fourier para checagem da frequência de vibração do eixo. Os resultados mostram-se satisfatórios e permitiram utilizar o modelo matemático ajustado para análises paramétricas.

Os resultados da análise paramétrica determinística mostraram que o movimento axial do eixo altera o amortecimento do sistema, diminuindo a aceleração e deflexão lateral, para baixas rotações. No entanto, para velocidades de rotação maiores, a aceleração e deflexão lateral tendem a aumentar, conforme observado experimentalmente. Quando se observam os dados obtidos no campo, nota-se que há um incremento na aceleração lateral quando há aumento na velocidade de rotação com a coluna parada, além da constatação da diminuição na aceleração lateral quando há movimento axial da coluna, resultados estes previstos através do modelo matemático proposto.

A análise da precessão retrógrada mostrou que houve escorregamento do eixo contra a parede do tubo na bancada de testes, efeito também observado no modelo matemático, para todas as situações de movimento axial e com coluna parada. Porém

não foi possível a constatação através dos dados de campo, devido à falta de sensores específicos no BHA de perfuração.

O contato entre comando de perfuração e a parede do poço não pode ser validado experimentalmente, pois o eixo da bancada experimental não apresentou deflexão suficiente para atingir o tubo de acrílico, ou seja, não houve força de desbalanço que pudesse promover a deflexão do eixo. Foi preciso utilizar um eixo de 12 mm de diâmetro na bancada de modo a atender aos requisitos do modelo em escala, o que gerou elevada rigidez à flexão. Outra limitação foi a obtenção dos dados de campo, onde não foi possível obtê-los de forma contínua no tempo, devido à limitação das informações obtidas dos sensores instalados na coluna. Porém os coeficientes de atrito utilizados para validação estão coerentes com os valores normalmente utilizados pela indústria do petróleo. Pode-se dizer que os resultados entre dados de campo e os obtidos com o modelo matemático determinístico foram satisfatórios, mesmo considerando-se apenas a ordem de grandeza dos valores obtidos. Desta forma, o ajuste do modelo matemático a partir dos dados da bancada de testes pode ser considerado válido para uma aplicação real na mesma escala adotada na bancada de testes.

Os resultados da análise paramétrica, utilizando dados de entrada reais de uma coluna de perfuração, mostram ainda que o aumento no coeficiente de atrito entre estabilizador e parede do poço, no diâmetro do poço, na velocidade de rotação e na excentricidade de massa, implicam em um maior dano acumulado na coluna. Constatou-se que a velocidade axial da coluna exerce influência na resposta somente para rotações de 120 e 140 rpm e onde há impactos do comando contra a parede do poço. Nestas condições, a aceleração lateral e o dano acumulado são menores para velocidades axiais. A análise probabilística executada utilizou o modelo matemático calibrado como os dados experimentais para uma coluna de perfuração de dimensões reais. Foi criado um modelo probabilístico para avaliar as incertezas das variáveis envolvidas no processo de perfuração. As variáveis aleatórias utilizadas para análise foram o diâmetro do poço e o coeficiente de atrito entre estabilizador e a parede do poço. Os modelos de distribuição de probabilidades foram obtidos através do conceito de entropia máxima. De posse dos modelos probabilísticos, procedeu-se com o método de Monte Carlo para obtenção da resposta estocástica. Os resultados mostraram que, para operação de *backreaming*, velocidades de rotação inferiores a 100 rpm, considerando todos os cenários estudados, apresentaram menores acelerações laterais. Para velocidade de rotação da coluna de 140 rpm há uma grande probabilidade de contato entre comando e parede do poço, o que

acarreta em elevadas acelerações laterais na coluna. A situação menos favorável encontrada na análise indica que para um poço com diâmetro acima do diâmetro da broca e com elevado coeficiente de atrito do estabilizador, surgem efeitos mais severos para a coluna de perfuração, em se tratando da aceleração lateral. Por outro lado, a situação mais favorável, foi observada para poço com diâmetro próximo ao da broca e com baixo atrito do estabilizador. Observou-se através da análise probabilística que não houve variação significativa na aceleração lateral devido à alteração na velocidade axial da coluna.

Por fim, vale a pena mencionar que este trabalho originou 2 artigos publicados em congressos internacionais, conforme a seguir: *Dynamic Modeling and Vibration Analysis of Oilwell Drillstring During Backreaming Operation* (IMAC XXXII - Conference and Exposition on Structural Dynamics, 2014, Orlando-USA) e *Lateral Vibration of Oilwell Drillstring During Backreaming Operation* (Eurodyn 2014 - IX International Conference on Structural Dynamics, 2014, Porto-Portugal).

8.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

Por se tratar de um assunto complexo e com diversas possibilidades de abordagens, são apresentadas algumas sugestões para pesquisas futuras, conforme a seguir:

- Estudar a influência da resposta dinâmica em operação de *backreaming* para poços com alta inclinação ou horizontais;
- Avançar na modelagem matemática considerando: o contato não simultâneo entre estabilizadores e parede do poço, condição com três apoios na estabilização da coluna e efeitos hidrodinâmicos no estabilizador;
- Elaborar modelos probabilísticos para analisar incertezas em parâmetros de contato entre comando de perfuração e parede do poço (coeficiente de atrito e restituição elástica) e excentricidade de massa do BHA;
- Modelagem com apoio de contato entre estabilizadores da seguinte forma: dois apoios sendo um maior do que o outro, simulando a condição de perfuração com broca e alargador de maior diâmetro e variação da distância entre estabilizadores;

- Efetuar validações com dados de campo em diferentes situações de poço com valores possuindo maior densidade de informações;
- Construção de modelos de controle de velocidade de rotação e movimento axial da coluna, para minimização dos efeitos de vibração lateral na coluna;
- Efetuar estudos para analisar e quantificar os efeitos devido ao contato do comando de perfuração contra a parede do poço e rigidez torcional do tubo de perfuração, através de ensaios experimentais e validação com dados de campo.

Referências

AADNOY, B. S.; FAZAELIZADEH, M.; HARELAND, G. **A 3D analytical model for wellbore friction**. Journal of Canadian Petroleum Technology, v. 49, n. 10, 2010.

AGUIAR, R. R. **Investigação experimental e análise numérica do fenômeno de vibroimpacto**. Tese de Doutorado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 2010.

AKINNIRANYE, G. et al. **Implementation of a shock and vibration mitigation process: achieving real-time solutions and savings**. SPE/IADC Middle East Drilling Technology Conference, SPE/IADC 107903, Cairo, Egypt, 2007.

ALAMO, F. J. C. **Dinâmica de um rotor vertical em balanço com impacto**. Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 2003.

AL-BATATI, N.; HASHIM, F. M.; PAO, K. S. **Simulation of drill string vibration inside well bore due to riser's oscillation**. Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, v.7, p. 174-182, 2014.

ALVES, M. I. F. **Geração de números pseudoaleatórios**. 2012. Disponível em: <http://docentes.deio.fc.ul.pt/fragaalves/slides_ECS2_NPA.pdf>. Acesso em: 25 Mar. 2014.

AMARO, R. et al. **Build-up construction in salt formation**. Offshore Technology Conference, OTC 21506, Offshore technology conference held in Houston, Texas, USA, 2011.

AZEVEDO, J. J. R. T. **Vibrações aleatórias e dinâmica estocástica**. Lisboa: Instituto superior técnico, 1996. 64 p.

BASHMAL, S. M. **Finite element analysis of stick-slip vibrations in drillstrings**. Master Dissertation, King Fahd University of Petroleum and Minerals, Dhahran, Saudi Arabia, 2004.

BAYLEY, J. R.; BIEDIGER, E.A.O.; GUPTA, V. **Drilling vibration modeling and field validation**. Society of Petroleum Engineer, IADC/SPE 112650, 2008.

BILGEN, E.; BOULOS, R. **Functional dependence of torque coefficient of coaxial cylinders on gap width and reynolds numbers**. Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, 1973, pp. 122–126.

BRETT, J. F.; WARREN, T. M.; BEHR, S. M. **Bit whirl – a new theory of PDC bit failure**. Society of Petroleum Engineer, SPE 19571, Annual technical conference and exhibition, San Antonio, USA, 1989.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de máquinas de Shigley**. Nova York, USA: McGraw-Hill, 2011. 1084 p.

CHILDS, P. R. N. **Rotating flow**. Oxford: Elsevier, 2011. 416 p.

CHOI, B. K. et. al. **Discrete maximum entropy process modeling of uncertain properties: application to friction for stick-slip and microslip response**. EUROODYN, 8th International Conference on Structural Dynamics, Leuven, Belgium, 2011.

CHRISTOFOROU, P.; YIGIT, A. S. **Dynamic modeling of rotating drillstrings with borehole interactions**. Journal of Sound and Vibration, v. 206, p. 243-260, 1997.

CHRISTOFOROU, P.; YIGIT, A. S. **Fully coupled vibrations of actively controlled drillstrings**. Journal of Sound and Vibrations, v. 207, p. 1029-1045, 2002.

CONRAD, K. **Probability distributions and maximum entropy**. 2005. Disponível em: <<http://www.math.uconn.edu/~kconrad/blurbs/analysis/entropypost.pdf>>. Acesso em: 15 Fev. 2014.

CORDOVIL, A. G. D. P. **Análise dinâmica de colunas de perfuração via superposição modal**. Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia de Petróleo, 1991.

CZERWINSKI, R. J. **Aspectos de resistência mecânica de uma coluna de perfuração em análise tridimensional**. Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia de Petróleo, 1994.

EHLERS, R.S. **Inferência estatística**. 3ª. Edição. São Carlos: ICMC-USP, 2009. 155 p.

EHSAN, I. et al. **Laminar and turbulent power law fluid flow passing a square cylinder**. International Journal of Physics, v. 7, p. 988-1000, 2012.

FABRO, A. T. **Análise estocástica do comportamento dinâmico de estruturas via métodos probabilísticos**. Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Mecânica Computacional, 2010.

FAZAELIZADEH, M. **Real time torque and drag analysis during directional drilling**. Tese de Doutorado. Universidade de Calgary, Departamento de Química e Engenharia de Petróleo, Alberta, 2013.

FERREIRA, W. G.; **Introdução ao estudo da fadiga mecânica**. Universidade de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, 2001.

FISCHER, F. J. **Analysis of drillstrings in curved boreholes**. Society of Petroleum Engineers, SPE 5071, Houston, USA, 1974.

FORSTER, I. **Asymmetric vibration damping tool - small scale rig testing and full scale field testing**. SPE/IADC Drilling Conference, SPE/IADC 128458, New Orleans, Louisiana, USA, 2010.

GAYNOR, T. M. et al. **Tortuosity versus micro-tortuosity – Why little things mean a lot**. Society of Petroleum Engineer, SPE/IADC 67818, 2001.

GONZÁLES, G. A pendulum with a moving support point. Louisiana State University. 2006. Disponível em: <<http://www.phys.lsu.edu/faculty/gonzalez/Teaching/Phys7221/PendulumWithMovingSupport.pdf>>

HAKIMI, H.; MORADI, S. **Drillstring vibration analysis using differential quadrature method**. Journal of Petroleum Science and Engineering, v. 70, p. 235–242, 2010.

HEISIG, G.; NEUBERT, M. **Lateral drillstring vibrations in extended-reach wells**. Society of Petroleum Engineer, IADC/SPE 59235, 2000.

IBRAHIM, A. A.; MUSA, T. A.; FADOUL, A. M. **Consequences and relevance of drillstring vibration on wellbore stability**. Journal of Applied Sciences, v. 4, n. 1, p. 106-109, 2004.

JANSEN, J. D. **Nonlinear dynamics of oilwell drillstrings**. Delft University, Master Dissertation, Netherlands, 1993.

JANSEN, J. D. **Nonlinear rotor dynamics as applied to oilwell drillstring Vibrations**. Journal of Sound and Vibration, v. 147, p. 115-135, 1991.

JARDINE S.; MALONE D.; SHEPPARD, M. Putting a damper on drilling's bad vibrations. **Schlumberger Oilfield review**, v. 6, 1994. Disponível em: <http://www.slb.com/resources/publications/industry_articles/oilfield_review/1994/orl9940102_drillings_bad_vibrations.aspx>. Acesso em: 10 Nov. 2013.

JAYNES, E. **Information theory and statistical mechanics**. The Physical Review, 106(4):1620-630, 1957.

KAPUR, J. N.; KESAVAN, H. K. **Entropy Optimization principles with applications**. Academic Press, Inc., USA, 1992.

KHULIEF, Y. A.; AL-SULAIMAN, F. A.; BASHMAL, S. **Vibration analysis of drillstrings with self-excited stick-slip oscillations**. Journal of Sound and Vibration, v. 299, p. 540-558, 2006.

KULLBACK, S. **Information theory and statistics**. New York: John Wiley, 1959. 393 p.

LABORATÓRIO de calor e fluidos. Campinas: Universidade de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Energia. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~em712/arrasto.doc>>. Acesso em: 12 Abr. 2013.

LEINE, R. I.; VAN CAMPEN, D. H.; KEULTJES, W. J. G. **Stick-slip whirl interaction in drillstring dynamics**. Journal of Vibration and Acoustics, v. 124, p. 209–220, 2002.

LIAO, C. M. et al. **Drill-string dynamics: reduced-order models and experimental studies**. Journal of Vibration and Acoustics, v. 133, 2011.

LINES, L. A. et al. **Unique analytical model improves understanding of violent dynamic behavior of advanced oilfield rotary steerable drilling systems**. 10th International conference on vibrations in rotating machinery, Londres, 2012.

MACHADO, J. C. V. **Reologia e escoamento de fluidos – Ênfase na indústria de petróleo**. Rio de Janeiro: Interciência, 2002. 258 p.

MASSOUMI, E. **A compendium to information theory in economics and econometrics**. Econometric reviews, v. 12, 1-49, 1993.

MATTOS, R. S.; VEIGA, A. **Otimização de entropia: implementação computacional dos princípios Maxent e Minxent**. Revista Pesquisa Operacional, v. 22, n. 1, p.37-59, 2002.

MELAKHESSOU, H.; BERLIOZ, A.; FERRARIS, G. A. **Nonlinear well-drillstring interaction model**. Transactions of the ASME, v. 125, 2003.

MILLER, R. R. **The effects of frequency and amplitude of oscillation on hydrodynamic masses of irregular shapes bodies**. Dissertação de Mestrado, Universidade de Rhode Island, 1965.

NAUROY, J. F. **Geomechanics applied to the petroleum industry**. Editora Technip, Paris, 2011.

NAYFEH, A. H.; PAI, P. F. **Linear and nonlinear structural mechanics**. John Wiley & Sons, Ltd, Hoboken, New Jersey, 2004, 746 p.

NETTO, T. A.; LOURENÇO, M. I.; BOTTO, A. **Fatigue performance of pre-stained pipes with girth weld defects: Full-scale experiments and analyses**. International Journal of Fatigue, p. 767-778, 2008.

OSPINA, R.; ESTEVES G. H. **Distribuições truncadas e aplicações**. 58ª RBRAS – 15º SEAGRO, Campina Grande, Paraíba, 2013.

PAPOULIS, A. **Probability, random variability and stochastic processes**. 3rd Edition, McGraw-Hill, 1991.

PASLAY, P. R.; BOGY, D. B. **Drillstring vibrations due to intermittent contact of bit teeth**. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Engineering for Industry, p. 187-194, 1963.

PLÁCIDO, J. C. R.; PINHO, R. **Brocas de perfuração de poços de petróleo**. Rio de Janeiro: Departamento de Engenharia Mecânica, 2009. 63 p. Apostila.

POLITIS, N. P. **An approach for efficient analysis of drill-string random vibrations**. Dissertação de Mestrado, Rice University, Houston, Texas, 2002.

RITTO, T. G. et al. **Drill-string horizontal dynamics with uncertainty on the frictional force**. Journal of Sound and Vibration, v. 332, p. 145-153, 2012.

RITTO, T. G. **Numerical analysis of the nonlinear dynamics of a drill-string with uncertainty modeling**. Tese de Doutorado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 2010.

RITTO, T. G.; SOIZE, C.; SAMPAIO, R. **Nonlinear dynamics of a drill-string with uncertain model of the bit-rock interaction**. International Journal of Non-Linear Mechanics, 44(8):865-876, 2009.

ROBERTS, J. B.; SPANOS, P. D. **Random vibration and statistical linearization**. John Wiley & Sons, Ltd, Mineola, New York, 1999, 446 p.

ROCHA, L. A. S.; TOLEDO DE AZEVEDO, C. **Projeto de poços de petróleo – Geopressões e assentamento de colunas de revestimento**. Rio de Janeiro: Interciência, 2009. 561 p.

ROCHA, P. C. F. **Estudo dos Efeitos no Comportamento em Fadiga das Camadas de Níquel Eletrolítico, Processo Sulfamato, em Aços de Alta Resistência**. Dissertação de Mestrado, Unesp, Guaratinguetá, pp.103, 2005.

SAMUEL, R. Friction factors: **What are they for torque, drag, vibration, drill Ahead and transient surge/swab analysis**. IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition, SPE 128059-MS, New Orleans, Louisiana, USA, 2010.

SANTOS, H.; PLÁCIDO, J. C. R.; WOLTER C. **Consequences and relevance of drillstring vibration on wellbore stability**. SPE/IADC Drilling Conference, SPE/IADC 52820, 1999.

SCHLUMBERGER. **Shock and vibration information**. 2014. Disponível em: <https://www.slb.com/~media/Files/drilling/posters/shock_vibration_posters.ashx>. Acesso em: 03 Mar 2014.

SCHMALHORST, B.; NEUBERT, M. **Dynamic modeling software**. American Association of Drilling Engineers, Technical Conference, Houston, Texas, USA, 2003.

SERFLING, R. J. **Approximation Theorems of Mathematical Statistics**. John Willey and Sons, USA, 1980.

SHANNON, C. E. **A mathematical theory of communication**. Bell System Tech. J., 27:379-423 e 623-659, 1948.

SHYU, R. J. **Bending vibrations of rotating drillstrings**. Doctoral Thesis, Massachusetts Institute of Technology, Department of Ocean Engineering, Cambridge, 1989.

SMITH, M. **Directional drilling training manual**. Anadrill, Sugar Land, Texas, 1996.

SOIZE, C. **A nonparametric model of random uncertainties for reduced matrix models in structural dynamics**. Probabilistic Engineering Mechanics, 15:277-294, 2000.

SPANOS, P. D.; CHEVALLIER, A. M. **Nonlinear stochastic drillstring vibrations**. In: 8th ASCE specialty conference on probabilistic mechanics and structural reliability, 2000.

THOMAS, J. E. et al. (Org). **Fundamentos de engenharia de petróleo**. Rio de Janeiro: Interciência, 2001. 271 p.

TRINDADE, M. A.; WOLTER C.; SAMPAIO R. **Karhunen-Loève decomposition of coupled axial/bending vibrations of beams subject to impacts**. Journal of Sound and Vibration, v. 279, p. 1015-1036, 2005.

VAISBERG, O., et al. **Fatigue of drillstring: State of the art**. Oil & Gas Science and Technology, p. 7-37, 2002.

VANDIVER, J. K.; NICHOLSON, J. W.; SHYU, R. J. **Case studies of the bending vibration and whirling motion of drill collars**. SPE Drilling Engineering. SPE 18652-PA, p. 282-290, 1990.

WAMBSGANSS, M. W; CHEN, S. S.; JENDRZEJCZYK, J. A. **Added mass and damping of vibrating rod in confined viscous fluid**. Argonne National Laboratory, Technical Memorandum, USA, 1974.

YARIM, G. et al. **Stuck pipe prevention – A proactive solution to an old problem**. Society of Petroleum Engineer, SPE 109914-MS, 2007.

YARIM, G.; RITCHIE, G. M.; MAY, R. B. **A guide to successful backreaming: real-time case histories**. Journal of Society of Petroleum Engineers, SPE-116555, v. 25, n. 1, p. 27-38, 2010.

YIGIT, A. S.; CHRISTOFOROU, A. P. **Coupled torsional and bending vibrations of drillstrings subject impact with friction**. Journal of Sound and Vibration, v. 215 (1), p. 167-181, 1998.

Apêndice A – Equações Parâmetros Concentrados

Conforme Jansen (1993), a dinâmica de estruturas contínuas pode ser descrita com um número finito de graus de liberdade, através da determinação de um sistema de parâmetros concentrados equivalente com propriedades para rigidez, amortecimento e massa. Esta determinação é efetuada através de um campo determinado de deslocamentos e com o uso do princípio dos trabalhos virtuais.

Para a viga biapoiada em estudo, utiliza-se uma função seno como campo de deslocamento para flexão. Esta aproximação permite simular o primeiro modo de vibrar de uma viga biapoiada, representando o comando de perfuração no BHA. Esta hipótese permite calcular as propriedades para o sistema equivalente com parâmetros concentrados para movimento de precessão linear de forma adequada, já que o movimento de precessão pode ser interpretado como uma superposição entre dois planos perpendiculares para a vibração lateral, ou seja, o plano x e y de vibração da viga. No entanto, para casos não lineares, por exemplo onde existe folga entre o estabilizador e o poço, o modo de vibrar da viga pode ser ligeiramente diferente do modo linear, um efeito que não será considerado neste modelo. Outra consideração importante diz respeito ao coeficiente de amortecimento devido ao fluido de perfuração, neste caso assume-se que o movimento de precessão é circular e segue uma deflexão senoidal, conforme Jansen (1993).

Figura A1 – Esquema para cálculo de parâmetros (YIGIT; CHRISTOFOROU, 1998).

Neste trabalho, a seção A-A do BHA, conforme visto na Figura A1, é modelada como uma viga simplesmente apoiada com liberdade para movimento transversal nos eixos laterais para o comando e a coluna de perfuração é assumida como fixa na superfície e livre na extremidade inferior (broca) para movimento torcional.

O BHA é assumido rígido para vibrações torcionais. Esta hipótese plenamente justificada pelo fato do comando de perfuração possuir uma espessura de parede do tubo muito maior que a utilizada nos tubos de perfuração. Assumindo o primeiro modo de vibrar para os dois movimentos transversais e para o torcional, podem-se obter os parâmetros para o sistema equivalente conforme Equação (A1) até Equação (A7), (CHRISTOFOROU; YIGIT, 2002).

$$J = 2\rho I l_2 + \frac{1}{3}\rho I_p l_3 \quad (A1)$$

$$m = \frac{l_1}{8}\rho\pi(D_c^2 - D_i^2) \quad (A2)$$

$$m_f = \frac{l_1}{8}\pi\rho_f(C_a D_c^2 + D_i^2) \quad (A3)$$

$$K = \frac{EI\pi^4}{2l_1^3} - \frac{T\pi^3}{2l_1^2} - \frac{F_{c,axial}\pi^2}{2l_1} \quad (A4)$$

$$K_t = \frac{GI_p}{l_3} \quad (A5)$$

$$c_f = \frac{2}{3}\pi\rho_f C_d D_c l_1 \quad (A6)$$

$$c_v = \frac{l_2\pi\mu_f D_c}{2(D_h - D_c)} \quad (A7)$$

onde ρ , E e G são a massa específica, módulo de elasticidade e módulo de elasticidade transversal, respectivamente, $I = \frac{\pi(D_c^4 - D_i^4)}{64}$ o momento de inércia para a seção transversal, D_c e D_i o diâmetro externo e interno do comando de perfuração, respectivamente, ρ_f e μ_f são a densidade e viscosidade do fluido de perfuração, C_a é o coeficiente de massa adicional devido ao deslocamento de massa de fluido dentro da

coluna de perfuração, D_h o diâmetro do poço, $I_p = \frac{\pi(\bar{d}_o^4 - \bar{d}_i^4)}{32}$ é o momento polar de inércia do tubo de perfuração, e $\bar{d}_o$ e $\bar{d}_i$ o diâmetro externo e interno do tubo de perfuração, respectivamente.

Apêndice B – Coeficiente de Restituição

A determinação de um valor numérico para o coeficiente de amortecimento da parede do poço é de difícil obtenção (JANSEN, 1993). Para isso, utiliza-se a teoria de colisão de corpos elásticos através do coeficiente de restituição elástica, de maneira a estabelecer uma medida prática para o amortecimento na parede do poço.

O coeficiente de amortecimento na parede do poço v pode ser relacionado com o coeficiente de restituição elástica κ , através da hipótese de impacto do comando com a parede do poço, se comportando com um sistema massa-mola-amortecedor. A equação do movimento e as condições iniciais no instante do impacto no tempo τ_o são apresentadas pela Equação (B1) e Equação (B2) respectivamente.

$$\ddot{r} + v\dot{r} + \Delta(r - 1) = 0 \quad (\text{B1})$$

$$(r, \dot{r})_{\tau=\tau_o} = (1, \dot{r}_o) \quad (\text{B2})$$

onde r representa o deslocamento do comando durante o impacto com a parede do poço.

A solução da Equação (B1) pode ser escrita conforme Equação (B3).

$$r = 1 + e^{\left(-\frac{v}{2}r\right)} \left[\frac{\dot{r}_o}{\sqrt{\Delta - \frac{v^2}{4}}} \operatorname{sen} \left(\sqrt{\Delta - \frac{v^2}{4}} r \right) \right] \quad (\text{B3})$$

No instante final do impacto em τ_1 , a amplitude retorna a condição inicial, $r = 1$. Utilizando a Equação (B3) obtém-se o valor de τ_1 apresentada pela Equação (B4).

$$\tau_1 = \frac{\pi}{\sqrt{\Delta - \frac{v^2}{4}}} \quad (\text{B4})$$

A velocidade radial $\dot{r}$ (velocidade antes da colisão) é reduzida para a velocidade radial $\dot{r}_1$ (velocidade após a colisão). Pode-se então obter $\dot{r}_1$ através da diferenciação no tempo da Equação (B3) e substituindo na Equação (B4), resultando na Equação (B5).

$$\dot{r}_1 = -e^{\left(-\frac{v}{2}\tau_1\right)} \dot{r}_0 \quad (\text{B5})$$

Através da definição do coeficiente de restituição elástica, obtém-se da Equação (B6).

$$\dot{r}_1 = \kappa \dot{r}_0 \quad (\text{B6})$$

Utilizando a Equação (B5) e Equação (B6), pode-se relacionar o amortecimento na parede do poço com o coeficiente de restituição elástica através da Equação (B7).

$$v = \sqrt{\frac{4\Delta}{1 + \left[\frac{\pi}{\ln(\kappa)}\right]^2}} \quad (\text{B7})$$

Pode-se verificar através da Equação (B7) que para $v = 0$ tem-se impacto elástico, $\kappa = 1$, e para $v = \sqrt{4\Delta}$ (amortecimento crítico), tem-se impacto inelástico com $\kappa = 0$.

Apêndice C – Dados de Campo para Bancada

Os parâmetros apresentados nas tabelas abaixo são referentes a um poço perfurado na Bacia de Campos - Rio de Janeiro, obtidos com a Petrobras. O projeto do BHA corresponde à fase 3 do poço, ou seja, foi utilizada um broca de 16” para posterior descida do revestimento 13 3/8”. A Tabela C1 apresenta os dados geométricos e físicos da coluna de perfuração utilizada no campo, sendo esta a referência para o projeto da bancada experimental.

Tabela C1 – Dados físicos e geométricos da coluna de perfuração para projeto da bancada experimental.

Descrição		Valor	Unidade
E	Módulo de elasticidade	210	GPa
G	Módulo de elasticidade transversal	80	GPa
$\rho_{aço}$	Massa específica do aço	7850	kg/m ³
D_c	Diâmetro externo do comando	0,2413	m
D_i	Diâmetro interno do comando	0,0762	m
$\bar{d}_o$	Diâmetro externo do drillpipe	0,1270	m
$\bar{d}_i$	Diâmetro interno do drillpipe	0,0950	m
D_s	Diâmetro do estabilizador	0,3821	m
l_1	Distância da broca ao estabilizador	15,2	m
l_2	Comprimento total de comandos (BHA)	230,0	m
l_3	Comprimento de drillpipes até superfície	3270,0	m

A Tabela C2 apresenta as relações físicas e geométricas entre coluna de perfuração e poço. Foram adotadas relações compatíveis entre o poço perfurado no campo e dados obtidos em Christoforou et al. (2003).

Tabela C2 – Dados do poço e relações com a coluna de perfuração para projeto da bancada experimental.

Descrição		Valor	Unidade
D_h	Diâmetro do poço	0,4223	m
σ	Razão de folga entre comando e parede do poço	1,3332	
S_o	Folga entre estabilizador e poço	0,0201	m
c_o	Folga entre comando e poço	0,0905	m
Δ	Coeficiente de rigidez relativa (parede do poço - coluna)	100	
κ	Coeficiente de restituição elástica	0,5	

Apêndice D – Distribuições de Probabilidade

Segundo Conrad (2005), a função de distribuição de probabilidade que maximiza a entropia é obtida através do método dos multiplicadores de Lagrange. Seja um conjunto finito de distribuições de probabilidade $\{p_1, \dots, p_n\}$, para maximizar a entropia deve-se maximizar $-\sum_{i=1}^n p_i \log(p_i)$ com as seguintes condições de contorno $p_i \geq 0$ e $\sum_{i=1}^n p_i = 1$.

$$F(p_1, \dots, p_n, \lambda) = -\sum_{i=1}^n p_i \log(p_i) + \lambda(\sum_{i=1}^n p_i - 1) \quad (D1)$$

Onde:

λ : Multiplicador de Lagrange

p_i : Variável real positiva de probabilidade

Para $\frac{\partial F}{\partial p_j} = -1 - \log(p_j) + \lambda$, para a máxima distribuição de entropia tem-se $-1 - \log(p_j) + \lambda = 0$, então $p_j = e^{\lambda-1}$ para todo j . Este valor é um valor constante e a condição $p_1 + \dots + p_n = 1$ implica em $e^{\lambda-1} = \frac{1}{n}$. Então tem-se que $p_i = \frac{1}{n}$ para $i = 1, \dots, n$.

Distribuição Normal

Seja $p(x)$ uma distribuição de probabilidade em R com média μ e variância σ^2 . Para maximizar $-\int_R p(x) \log p(x) dx$ sujeito às condições impostas anteriormente tem-se:

$$\begin{aligned} F(p, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3) = & \\ & -\int_R p(x) \log p(x) dx + \lambda_1 \left(\int_R p(x) dx - 1 \right) + \lambda_2 \left(\int_R x p(x) dx - \mu \right) + \\ & \lambda_3 \left(\int_R (x - \mu)^2 p(x) dx - \sigma^2 \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
F(p, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3) = & \\
& - \int_R \left[-p(x) \log p(x) + \lambda_1 p(x) + \lambda_2 x p(x) + \lambda_3 (x - \mu)^2 p(x) \right] dx - \lambda_1 - \\
& \mu \lambda_2 - \sigma^2 \lambda_3 \\
F(p, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3) = & \int_R \mathcal{L}(x, p(x), \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3) dx - \lambda_1 - \mu \lambda_2 - \sigma^2 \lambda_3 \quad (D2)
\end{aligned}$$

Onde:

$$\begin{aligned}
\mathcal{L}(x, u, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3) = & -u \log(u) + \lambda_1 u + \lambda_2 x u + \lambda_3 (x - \mu)^2 u \\
\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial u} = & -1 - \log u + \lambda_1 + \lambda_2 x + \lambda_3 (x - \mu)^2
\end{aligned}$$

Para máxima entropia tem-se que $-1 - \log p(x) + \lambda_1 + \lambda_2 x + \lambda_3 (x - \mu)^2 = 0$ e então $p(x) = e^{\lambda_1 - 1 + \lambda_2 x + \lambda_3 (x - \mu)^2}$. Para $\int_R p(x) dx$ ser finito é preciso $\lambda_2 = 0$ e $\lambda_3 < 0$. Então $p(x) = e^a e^{-b(x - \mu)^2}$ onde $a = \lambda_1 - 1$ e $b = -\lambda_3 > 0$.

A integral $\int_R e^a e^{-b(x - \mu)^2} dx$ é $e^a \sqrt{\pi/b}$, então $p(x)$ torna-se então a densidade de probabilidade como $\sqrt{b/\pi} e^{-b(x - \mu)^2}$. Para $\int_R x p(x) dx$ o resultado torna-se automaticamente μ e $\int_R (x - \mu)^2 p(x) dx = \frac{1}{2b}$ onde $b = 1/(2\sigma^2)$. Com isso chega-se ao resultado final para a distribuição normal com $p(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-(1/2)(x - \mu)^2/\sigma^2}$.

Distribuição Exponencial

Seja $p(x)$ uma distribuição de probabilidade em $(0, \infty)$ com média μ . Para maximizar $-\int_0^\infty p(x) \log p(x) dx$ sujeito às condições impostas anteriormente tem-se:

$$\begin{aligned}
F(p, \lambda_1, \lambda_2) = & \\
& - \int_0^\infty p(x) \log p(x) dx + \lambda_1 \left(\int_0^\infty p(x) dx - 1 \right) + \lambda_2 \left(\int_0^\infty x p(x) dx - \mu \right)
\end{aligned}$$

$$F(p, \lambda_1, \lambda_2) = - \int_0^{\infty} [-p(x) \log p(x) + \lambda_1 p(x) + \lambda_2 x p(x)] dx - \lambda_1 - \mu \lambda_2$$

$$F(p, \lambda_1, \lambda_2) = \int_0^{\infty} \mathcal{L}(x, p(x), \lambda_1, \lambda_2) dx - \lambda_1 - \mu \lambda_2 \quad (\text{D3})$$

Onde:

$$\mathcal{L}(x, u, \lambda_1, \lambda_2) = -u \log(u) + \lambda_1 u + \lambda_2 x u$$

$$\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial u} = -1 - \log u + \lambda_1 + \lambda_2 x$$

Para máxima entropia tem-se que $-1 - \log p(x) + \lambda_1 + \lambda_2 x = 0$ e então $p(x) = e^{\lambda_1 - 1 + \lambda_2 x}$ para $x \geq 0$. A condição $\int_0^{\infty} p(x) dx \leq 0$ requer $\lambda_2 < 0$. Então $\int_0^{\infty} e^{\lambda_1 - 1 + \lambda_2 x} dx = e^{\lambda_1 - 1} \int_0^{\infty} e^{\lambda_2 x} dx = e^{\lambda_1 - 1} / |\lambda_2|$, então $e^{\lambda_1 - 1} = |\lambda_2|$ e $p(x) = |\lambda_2| e^{\lambda_2 x}$. Para $\int_0^{\infty} x e^{\lambda_2 x} dx = 1/\lambda_2^2$ sendo a condição $\int_0^{\infty} x p(x) dx = \mu$ implica em $\lambda_2 = -1/\mu$. Assim chega-se ao resultado final para a distribuição exponencial com $p(x) = (1/\mu) e^{-x/\mu}$.

Apêndice E – Cálculo do Dano Acumulado

Neste apêndice será detalhado o processo de cálculo do dano acumulado por fadiga. A metodologia utilizada nesta tese segue o mesmo critério adotado por Ritto (2010). O modelo para o dano acumulado utilizado foi de Goodman-Wohler-Miner. O processo de cálculo do dano acumulado segue quatro etapas conforme descritas a seguir (BUDINAS; NISBETT, 2011):

- 1) **Von Mises:** Calcular a tensão total ao longo do tempo ao qual a estrutura estará submetida, conforme teoria da energia de distorção máxima, englobando esforços devido à flexão, torção e tração, apresentadas na Equação (E1) a Equação (E4):

$$\sigma(t) = \sqrt{(K_f \sigma_{flexão}(t))^2 + (K_f \sigma_{axial}(t))^2 + (3K_f \sigma_t(t))^2} \quad (E1)$$

onde K_f é o fator de concentração de tensão, onde adotou-se nesta tese o valor de $K_f=5$ (VAISBERG et al., 2002), $\sigma_{flexão}$ é a tensão devido ao esforço de flexão ao longo do tempo, σ_{axial} é a tensão axial devido ao esforços de arraste e contato do estabilizador e comando contra a parede do poço ao longo do tempo e σ_t é tensão devido ao esforço de torção ao longo do tempo.

Sendo:

$$\sigma_{flexão}(t) = \frac{M_{flexão}(t)}{I} c \quad (E2)$$

$$\sigma_{axial}(t) = \frac{F_n}{A} \quad (E3)$$

$$\sigma_t(t) = \frac{T_n}{J} c \quad (E4)$$

onde se considerou uma aproximação para o cálculo dos esforços para o caso de um eixo sólido, sendo $c = \frac{D_c}{2}$, I é o momento de inércia da seção transversal do comando, $M_{flexão}(t) = \frac{El\pi^2}{l_1^2}(q - \zeta)$ é o momento fletor máximo para uma viga bi-apoiada, F_n é a força de arraste atualizada ao longo do tempo, T_n é o torque atualizado ao longo do tempo, A é a área da seção transversal do comando, J é o momento de inércia de massa equivalente do comando.

- 2) **Goodman**: Calcular a tensão equivalente alternada (σ_{eq}) que causa o início da fratura, conforme Equação (E5):

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{eq}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{max}} = 1 \rightarrow \sigma_{eq} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{max}}} \quad (E5)$$

onde σ_{max} é a tensão máxima do material, σ_a é a tensão alternada de Von Mises e σ_m é a tensão média de Von Mises, calculada conforme Equação (E6) e Equação (E7).

$$\sigma_a = \frac{\max\{\sigma(t)\} - \min\{\sigma(t)\}}{2} \quad (E6)$$

$$\sigma_m = \frac{\max\{\sigma(t)\} + \min\{\sigma(t)\}}{2} \quad (E7)$$

- 3) **Wohler**: Calcular a relação entre a tensão equivalente alternada (σ_{eq}) e o número de ciclos N que causa o início da fratura, conforme Equação (E8):

$$N\sigma_{eq}^b = c \quad (E8)$$

onde b e c são constantes positivas obtidas experimentalmente, neste caso $b = 4,16 \times 10^{11}$ e $c = 3$ (NETO; LOURENÇO; BOTTO, 2008). Deve-se atentar que os valores de b e c são referentes ao cálculo da tensão na unidade MPa.

- 4) **Miner**: Calcular o dano acumulado, conforme Equação (E9):

$$d = \frac{n}{N} = \frac{n}{c} (\sigma_{eq})^b \quad (\text{E9})$$

onde n é o número de ciclos ao qual a estrutura foi submetida. Nesta tese utilizou-se o método de *rainflow* para o cálculo do número de ciclos.

Apêndice F – Calibração dos Sensores

Os sensores de proximidade indutivos com saída analógica foram calibrados através de ensaios dedicados para obtenção da curva relacionando Volts e Milímetros. A Figura F1 e Figura F2 apresentam a curva de calibração para cada sensor utilizado no experimento.

Figura F1 – Curva de calibração do sensor de proximidade no eixo Y1.

Figura F2 – Curva de calibração do sensor de proximidade no eixo Y2.

A faixa linear de leitura dos sensores ficou dentro dos limites de movimentação da órbita do eixo rotativo, o que permitiu a obtenção de leituras precisas para o experimento.

Após a calibração dos sensores, foram efetuados ensaios com rotação mínima para obtenção do movimento do eixo com 156 rpm e movimentos aleatórios do eixo executados manualmente. Estes registros permitiram a obtenção do centro do eixo em relação ao tubo de acrílico. Neste ensaio somente o estabilizador entra em contato com a parede do tubo. O centro entre o eixo e o tubo de acrílico foi assumido como sendo o valor médio do obtido através dos ensaios apresentados na Figura F3. Estes valores de centro foram mantidos fixos para os ensaios experimentais executados nos capítulos posteriores.

Observa-se uma pequena translação com relação ao ponto de repouso do eixo. Devido às características construtivas da bancada, não foi possível manter o perfeito alinhamento entre o eixo e o tubo de acrílico, porém a defasagem foi de apenas 0,7 mm no eixo Y1, conforme se pode observar pelo ponto anotado na Figura F3.

Figura F3 – Órbitas obtidas do contato entre estabilizador e tubo de acrílico para calibração do centro entre eixo rotativo e tubo de acrílico.

Outra calibração crítica na bancada diz respeito ao movimento axial do tubo de acrílico, efetuado através da guia linear. A calibração do movimento da guia linear foi executada através do software Lightning® dedicado do servo motor da Hiwin®.

Os passos para calibração compreendem o ajuste da inércia do conjunto guia linear, tubo guia e cilindro de acrílico, além da análise de frequência e velocidade de retroalimentação do encoder embutido no servo motor.

A Figura F4 apresenta a tela de calibração e controle da guia linear utilizada para ajustes de movimentos lineares.

Figura F4 – Tela do software Lightning® para controle e calibração do servo motor da guia linear.

Para a obtenção do início e término do movimento da guia linear foi necessário acoplar ao tubo de acrílico uma pequena peça de metal, de modo a criar uma interferência no sinal do sensor de proximidade.

Este artifício permitiu a obtenção do tempo de início e término do movimento axial do tubo de acrílico, conforme pode ser visto como exemplo na Figura F5.

Figura F5 – Leituras dos sensores durante movimento axial de 0,16 m/s e rotação do eixo com 2526 rpm em fluido de perfuração.

Para ajuste da velocidade de rotação foi utilizado um sensor de proximidade instalado na ponta do eixo do motor elétrico. Esta medição permitiu eliminar erros de medição devido ao escorregamento, caso a leitura de rotação fosse somente obtida através do inverso de frequências. Todas as rotações em análise foram iniciadas com o eixo em repouso e aceleração constante.