

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO
ENGENHARIA MECÂNICA

GIOVANI FRANÇA VASCONCELOS JÚNIOR

ANÁLISE TORCIONAL DE UMA COLUNA DE PERFURAÇÃO

MACAÉ

2021

GIOVANI FRANÇA VASCONCELOS JÚNIOR

ANÁLISE TORCIONAL DE UMA COLUNA DE PERFURAÇÃO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio de Janeiro - Campus Macaé, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Lucas Lisbôa Vignoli.

MACAÉ

2021

GIOVANI FRANÇA VASCONCELOS JÚNIOR

ANÁLISE TORCIONAL DE UMA COLUNA DE PERFURAÇÃO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio de Janeiro - Campus Macaé, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de bacharel em Engenharia Mecânica.

Macaé, 05 de julho de 2021.

BANCA EXAMINADORA

Prof. DSc Lucas Lisbôa Vignoli

Prof. DSc Marcelo Costa Cardoso

Prof. MSc Ranulfo Martins Carneiro Neto

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus, por ter me capacitado para enfrentar os desafios que estiveram presentes durante a minha graduação.

Gostaria de agradecer a minha família, Eliane, Ernestina, Giovana e Giovani, que me deram apoio emocional e financeiro, estes que foram essenciais para que esta importante etapa na minha vida pudesse ser concluída.

Agradeço a todos os docentes do curso de graduação em engenharia mecânica da Universidade Federal do Rio de Janeiro – Campus Macaé, por toda a sabedoria e paciência, estas que são fundamentais ao longo do árduo caminho para a aquisição do título de engenheiro mecânico. Em especial, agradeço ao meu orientador, professor Lucas, pela atenção e confiança para a confecção deste trabalho.

Aos colegas de graduação, agradeço pelas gargalhadas e as angústias compartilhadas nas semanas de provas e trabalhos de grupo, assim como todos que participaram direta ou indiretamente nesta etapa que se encerra.

RESUMO

A indústria de petróleo e gás precisa superar desafios diários para entregar um produto de alta qualidade, ao mesmo tempo em que a segurança e confiabilidade são chave para todo o processo de exploração e produção. Na perfuração de poços de petróleo, vibrações torcionais indesejáveis estão frequentemente presentes devido à interação entre a formação rochosa e a broca. *Stick-slip* é um estado severo de vibração torcional, este é uma das principais causas de baixa eficiência de perfuração e falhas de fundo de poço, o que aumentam os custos operacionais e o tempo gasto no processo. Como resultado deste fenômeno, a broca se torna estacionária por um período, causando grandes flutuações na velocidade angular, o que pode causar falha por fadiga na coluna de perfuração. Desta forma, este trabalho apresenta um modelo dinâmico da coluna de perfuração, a fim de avaliar as oscilações causadas pelo *stick-slip* em diferentes condições de operação. Neste modelo, uma longa coluna rotativa representa a coluna de perfuração, que é submetida a uma velocidade angular constante na extremidade superior pelo sistema de rotação. Ao mesmo tempo, uma interação não-linear entre a rocha e a broca é incluída na extremidade inferior. O método de Runge-Kutta de quarta ordem é aplicado para obter a solução numérica da equação diferencial de movimento. Os resultados mostram que a velocidade de rotação e o peso na broca são parâmetros chave para o fenômeno *stick-slip*. Este é mais provável de acontecer em baixos valores de velocidade angular do sistema de rotação e altos valores de peso na broca. As tensões ao longo do processo são calculadas a fim de determinar o número de ciclos até a falha por fadiga, assim como o tempo de operação. Os resultados apresentados indicam que o peso sobre a broca possui uma maior influência no número de ciclos e tempo de operação até a falha em relação a velocidade angular do sistema de rotação.

Palavras-chave: *stick-slip*, coluna de perfuração, fadiga.

ABSTRACT

The oil and gas industry has to overcome daily challenges in order to deliver a high-quality product, while providing safety and reliability throughout the whole process of exploration and production. In regards to drilling oil wells, undesirable torsional vibration issues are present in most processes due to the interaction between the rock formation and the bit. Stick-slip is a severe state of torsional vibration, it is one of the main causes of low drilling efficiency and downhole tool failure, increasing the drilling operations costs and time. As a result of this phenomenon, the bit becomes stationary for a period, causing large fluctuations of the angular velocity, which may cause fatigue failure of the drill-string. For this reason, this paper presents a dynamical model of the drill-string, in order to evaluate the stick-slip oscillations under different operating conditions. In this model, a long rotating column represents the drill-string, which is subjected to a constant angular velocity at the top part by the rotary system. At the same time, a nonlinear interaction between the rock and the bit is modeled at the bottom. The fourth order Runge-Kutta method is applied in order to obtain the numerical solution of the differential equation of motion. The results show that the rotational speed and the weight on bit are key parameters for the stick-slip phenomenon. Stick-slip is most likely to happen for low values of angular velocity of the rotary system and high values of weight on bit. The stresses throughout the process are calculated in order to determine the number of cycles and operating time until failure. The results indicate that the weight on the bit has a greater influence on the number of cycles and operating time until failure compared to the angular velocity of the rotary system.

Keywords: stick-slip, drillstring, fatigue.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Sonda rotativa e seus principais componentes	21
Figura 2 - Comando espiralado	22
Figura 3 - Tubo pesado	23
Figura 4 - Tubo de perfuração.....	23
Figura 5 - Esquema simplificado de uma coluna de perfuração.....	24
Figura 6 - Modelo de uma coluna de perfuração.....	25
Figura 7 - Atrito de Coulomb em função da velocidade.....	27
Figura 8 - Aproximação da força de Coulomb através da tangente hiperbólica	28
Figura 9 - Atrito Coulomb-viscoso em função da velocidade.....	29
Figura 10 - <i>Stiction</i> em conjunto com o atrito Coulomb-viscoso em função da velocidade	30
Figura 11 - Efeito de Stribeck em função da velocidade	31
Figura 12 - Comportamento da equação (3.18) e seus termos.....	32
Figura 13 - Dados de campo e equação calibrada do torque na broca.....	33
Figura 14 - Curvas S-N do aço 1045 e alumínio 2024-T6.....	35
Figura 15 - Máquina de flexão rotativa	36
Figura 16 - Curva S-N estimada para aço.....	37
Figura 17 - Fator de acabamento em função de S_r	38
Figura 18 - Gráfico comparativo dos métodos numéricos	47
Figura 19 - Velocidade angular da coluna de perfuração para ω_{ref} igual a 15 rad/s e peso sobre a broca igual a 250kN.....	52
Figura 20 - Velocidade angular da coluna de perfuração para diferentes valores de ω_{ref}	52
Figura 21 - Velocidade angular da coluna de perfuração para ω_{ref} igual a 15rad/s diferentes valores de peso sobre a broca	53
Figura 22 - Torção (MPa) na coluna para ω_{ref} igual a 15 rad/s e peso sobre a broca igual a 250kN	54
Figura 23 - Torção na coluna de perfuração para diferentes valores de ω_{ref} e peso sobre a broca igual a 250kN.....	55
Figura 24 - Torção na coluna de perfuração para ω_{ref} igual a 15rad/s diferentes valores de peso sobre a broca	55

Figura 25 - Eixo circular (D) filetado com diâmetro menor (d) e raio de entalhe r	57
Figura 26 - Número de ciclos até a falha utilizando o critério de Goodman e $r=H$	58
Figura 27 - Tempo de operação até a falha utilizando o critério de Goodman e $r=H$..	
.....	59

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dimensões da coluna de perfuração.....	32
Tabela 2 - Valores dos erros absolutos obtidos pelos 3 métodos numéricos.....	47
Tabela 3 - Dimensões da coluna de perfuração utilizadas para as simulações numéricas.....	51
Tabela 4 - Propriedades físicas e mecânicas da liga de alumínio 2024 T4.....	51
Tabela 5 - Valores de K_f para diferentes valores de H/r	58

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BHA	<i>Bottom-hole assembly</i>
BOP	<i>Blowout preventer</i>
DC	<i>Drill collars</i>
DP	<i>Drill pipes</i>
EDO	Equação diferencial ordinária
ESCP	Equipamentos de Ssgurança de cabeça de poço
FAC	Fadiga de alto-ciclo
FBC	Fadiga de baixo ciclo
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GNV	Gás natural veicular
HWDP	<i>Heavy-Weight Drill Pipes</i>
MFLE	Mecânica da fratura linear-elástica
PVI	Problema de valor inicial

LISTA DE SÍMBOLOS

B	Constante da curva S-N
b_0, b_1, b_2, b_3	Constantes para a equação de atrito de quatro parâmetros
d	Diâmetro do corpo de prova
d_e	Diâmetro externo da coluna de perfuração
d_i	Diâmetro interno da coluna de perfuração
C	Constante da curva S-N
c	Constante de amortecimento
F_{ext}	Força externa tangencial à superfície de contato
F_n	Força normal
F_c	Força de atrito de Coulomb
F_{cv}	Adição da força de atrito de Coulomb e viscoso
F_k	Força de atrito dinâmico
F_s	Força de atrito estático
$f(x, y)$	Função contínua genérica
G	Módulo de cisalhamento
H	Dimensão da metade da diferença de diâmetros de um eixo filetado
h	Passo
J	Momento de inércia polar
I	Momento de inércia de massa
K_t	Fator de concentração de tensão
K_f	Fator de concentração de tensão de fadiga
K_1, K_2, K_3, K_4	Constantes utilizadas no método de Runge-Kutta
k	Constante de rigidez
k_a	Fator de acabamento superficial
k_b	Fator de tamanho
k_c	Fator de carregamento
k_f	Fatores de fretagem
L	Comprimento
N	Número de ciclos
q	Sensibilidade ao entalhe do material
r	Raio de adoçamento

S_e	Tensão de escoamento
S_r	Resistência à ruptura do material
S_f	Resistência à fadiga
S_l'	Limite à fadiga do material
S_l	Limite à fadiga da peça
$sign$	função sinal
T_{bit}	Torque sobre a broca
x_n	Valor de x na posição n
\dot{x}	Velocidade relativa entre corpos
\dot{x}_s	Coefficiente de velocidade de Stribeck
y_n	Valor de y na posição n
y_{i+1}^*	Valor de y_{i+1} estimado
α	Dimensão utilizada para o cálculo da sensibilidade ao entalhe
γ	Coefficiente de atrito viscoso
θ	Posição angular da coluna de perfuração
$\dot{\theta}$	Velocidade angular da coluna de perfuração
$\ddot{\theta}$	Aceleração angular da coluna de perfuração
θ_{sup}	Posição angular da extremidade superior da coluna de perfuração
λ	Constante positiva
μ_k	Coefficiente de atrito dinâmico
μ_s	Coefficiente de atrito estático
ξ	Fator de amortecimento
ρ	Densidade
ρ_{ent}	Raio do entalhe
σ_{ent}	Tensão máxima no entalhe
σ_a	Tensão de amplitude
σ_m	Tensão de média
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima
$\sigma_{m\acute{i}n}$	Tensão mínima
σ_n	Tensão nominal
τ	Tensão de cisalhamento
ω_n	Frequência natural

ω_{ref}	Velocidade do sistema de rotação
\mathbb{R}	Conjunto dos números reais
\mathbb{R}^n	Espaço Euclidiano de dimensão n

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 ESTRUTURA DO TRABALHO	18
2 PERFURAÇÃO DE POÇOS	20
2.1 COLUNA DE PERFURAÇÃO	21
2.1.1 Comandos	22
2.1.2 Tubos pesados	22
2.1.3 Tubos de perfuração	23
3 MODELAGEM DO PROBLEMA	24
3.1 EQUAÇÃO DE MOVIMENTO	24
3.2 INTERAÇÃO BROCA-ROCHA	26
3.2.1 Atrito de Coulomb	26
3.2.2 Atrito viscoso	28
3.2.3 Efeito Stiction	29
3.2.4 Efeito de Stribeck	30
3.2.5 Modelos para interação broca-rocha	31
4 FADIGA	34
4.1 MÉTODO TENSÃO-NÚMERO DE CICLOS	34
4.2 ESTIMATIVA DA CURVA S-N	36
4.3 ESTIMATIVA DA RESISTÊNCIA À FADIGA EM PEÇAS E ESTRUTURAS	37
4.3.1 Fator de acabamento superficial (k_a)	38
4.3.2 Fator de tamanho (k_b)	39
4.3.3 Fator de carregamento (k_c)	39
4.3.4 Fator de fretagem (k_f)	39
4.4 INFLUÊNCIA DA TENSÃO MÉDIA	40
4.5 CONCENTRADORES DE TENSÃO	41
5 SOLUÇÃO NUMÉRICA	43

5.1 MÉTODOS PARA A SOLUÇÃO DE EQUAÇÕES DIFERENCIAIS ORDINÁRIAS.....	43
5.1.1 Método de Euler.....	44
5.1.2 Método de Euler modificado.....	45
5.1.3 Métodos de Runge-Kutta	45
5.1.4 Comparação dos métodos.....	46
5.1.5 Aplicação dos métodos para equações diferenciais ordinárias de ordem superior.....	48
6 RESULTADOS	50
6.1 RESULTADOS DINÂMICOS	50
6.2 RESULTADOS DA FADIGA	56
7 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	61
8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	63

1 INTRODUÇÃO

Desde os primórdios, fontes de energia estão presentes na vida dos humanos e são de extrema importância para o seu desenvolvimento. Da descoberta do fogo, que foi fundamental para a caminhada rumo à civilização, até plataformas petrolíferas, a humanidade criou uma dependência energética para garantir o seu bem-estar e vem desenvolvendo tecnologias neste setor, que é um dos mais bem-sucedidos setores da economia capitalista (NETO, 2017). Nessa trajetória, diversas fontes foram utilizadas, sendo as mais tradicionais os combustíveis fósseis, que levam este nome por serem originados pela decomposição lenta de matéria orgânica ao longo de milhões de anos.

O petróleo é o combustível fóssil mais utilizado atualmente. Além da sua grande participação na matriz energética mundial, este é matéria-prima para diversos bens de consumo. Segundo Coelho (2007), os derivados de petróleo podem ser separados entre derivados energéticos e não-energéticos. Alguns exemplos de derivados energéticos são: gás liquefeito de petróleo (GLP) utilizado no gás de cozinha, gás natural veicular (GNV), gasolina, óleo diesel, óleo combustível e querosenes. Já os derivados não-energéticos, podem ser citados: asfalto, lubrificantes, solventes, parafinas e etc.

O povo chinês é atualmente reconhecido como o primeiro a perfurar o solo em busca de petróleo. Em 300 a.C., a técnica utilizada é conhecida como *spring pole drilling*, que consiste em levantar pesados bits feitos de bronze e solta-los em direção ao solo utilizando um longo galho flexível apoiado em um ponto fixo, que atua como uma alavanca, responsável pelo levantamento das ferramentas de perfuração após terem sido puxadas manualmente para baixo. Na indústria moderna, uma versão aprimorada desta técnica era aplicada, na qual um motor a vapor ou de combustão interna levanta e abaixa uma viga feita de madeira ou metal, na qual o bit está preso em uma das extremidades. Da mesma forma feita na técnica *spring pole drilling*, o bit esmaga a rocha pelos golpes repetidos dados em uma cadência aproximadamente regular (FAGAN, 1991).

Atualmente, o processo de perfuração de poços é rotativo, que consiste de um sistema de rotação que impõe uma velocidade angular na coluna de perfuração. Esta é formada por uma série de tubos conectados uns aos outros. De uma maneira geral, a coluna de perfuração é dividida em duas partes principais: tubos de perfuração, que

são longos e esbeltos e podem alcançar quilômetros no interior do poço, e o *bottomhole-assembly* (BHA), que são tubos com o bit localizado na parte inferior, podendo alcançar centenas de metros (JANSEN, 1993). O bit, assim como nas técnicas de perfuração mais rudimentares, é a ferramenta responsável pela ruptura da formação rochosa (THOMAS, 2001).

Durante o processo de perfuração, um fluido de perfuração é injetado através dos orifícios da broca e sobe até a superfície através do espaço anular entre a coluna de perfuração e a formação rochosa, com o objetivo de retirar as rochas trituradas pelo bit, evitando o entupimento do poço e resfriar o bit (FAGAN, 1991). O fluido de perfuração, também conhecido por “lama”, é separado dos cascalhos através de peneiras e estes trazem informações importantes aos geólogos sobre as formações rochosas que estão sendo perfuradas (JANSEN, 1993; RANGEL, 2015).

Vibrações indesejadas estão constantemente presentes no processo de perfuração de poços. Isto acontece, principalmente, devido a esbeltez da coluna de perfuração e a interação altamente não-linear entre a broca e a formação rochosa. Segundo Ritto *et al.* (2017), as vibrações presentes no processo podem ser divididas em três tipos: axial, lateral e torcional, sendo a última, em seu estado crítico, chamada de *stick-slip*. Este fenômeno é conhecido por possuir uma fase em que extremidade inferior da coluna fica estacionária por um período de tempo, enquanto o sistema de rotação continua a aplicar torque na coluna, e uma fase de deslizamento, onde, após atingir um valor crítico, a broca gira em alta velocidade devido a energia armazenada durante a fase em que a mesma está presa (MACDONALD; BJUNE, 2007). Dessa forma, as grandes oscilações na velocidade angular da coluna de perfuração, em consequência deste fenômeno, geram tensões cíclicas na mesma, o que podem ocasionar falhas por fadiga.

Estas oscilações torcionais ao longo da coluna de perfuração são atribuídas a interação não-linear entre a broca e a formação rochosa. Este fato faz com que a solução do problema tenha que ser obtida numericamente, já que a solução analítica é impossível de ser obtida, exceto para casos particulares. (KREUZER; STEIDL, 2012).

Como pode ser visto, a perfuração é um processo complexo e as vibrações torcionais são uma das principais causas de falhas na coluna de perfuração. Além disso, é uma das operações mais caras na exploração de petróleo, o que aumenta o interesse das indústrias em reduzir os custos operacionais nesta etapa de exploração.

Portanto, são necessárias ações para controlar estas oscilações (PUEBLA; ALVAREZ-RAMIREZ, 2008).

Dessa forma, o objetivo deste trabalho é estudar a dinâmica do fenômeno de *stick-slip*. Para isso, estas oscilações são modeladas na coluna de perfuração, com o intuito de constatar a influência de condições operacionais, como o peso sobre a broca e velocidade do sistema de rotação. Além disso, são calculadas as tensões médias e as de amplitude geradas pelas vibrações torcionais, para que, por último, seja calculado o número de ciclos até a falha por fadiga.

1.1 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho foi dividido em 8 capítulos. O Capítulo 1 apresenta o contexto geral, assim como um breve histórico sobre o processo de perfuração de poços de petróleo. Neste capítulo foram introduzidos conceitos sobre as colunas de perfuração, os principais problemas no processo e a importância deste estudo. Por último, foi descrito o objetivo do trabalho.

O Capítulo 2 apresenta, com mais detalhes, como a perfuração é feita. Neste capítulo são apresentados os componentes da coluna de perfuração e os sistemas presentes neste processo na exploração de petróleo.

No Capítulo 3 é apresentado o modelo dinâmico utilizado, assim como a sua respectiva equação do movimento. Posteriormente, é feita uma revisão bibliográfica sobre a não-linearidade desta interação e é apresentada a equação escolhida dentro da literatura que normalmente é usada, esta que é uma superposição dos principais modelos de atrito utilizados dentro da engenharia.

O Capítulo 4 apresenta o método numérico de Runge-Kutta de quarta ordem, utilizado na obtenção da solução numérica da equação de movimento, visto que esta equação não pode ser resolvida analiticamente. Outros métodos numéricos são apresentados neste capítulo e a comparação destes é feita com um problema de valor inicial com a solução analítica previamente conhecida, com o intuito de verificar a diferença de precisão dos métodos.

O Capítulo 5 trata do estudo da falha por fadiga. A curva S-N é utilizada para caracterizar o comportamento da coluna de perfuração quando submetida a tensões alternadas. Aqui são relacionadas as tensões média e de amplitude com o número de ciclos até a falha.

O Capítulo 6 apresenta os resultados obtidos. Neste capítulo, pode ser observado a influência das condições operacionais na dinâmica fenômeno de *stick-slip*. Além disso, são apresentados o número de ciclos e tempo de operação até a falha por fadiga em função do peso sobre a broca e velocidade do sistema de rotação.

O Capítulo 7 apresenta as conclusões obtidas, assim como as propostas para trabalhos futuros.

2 PERFURAÇÃO DE POÇOS

Como foi visto no Capítulo 1, o processo de perfuração de poços teve grandes mudanças graças ao avanço da tecnologia, podendo, assim, ser um processo mais confiável e seguro. Nas técnicas mais antigas, a ferramenta de corte (broca), presa em uma haste, esmaga a formação rochosa através de golpes repetidos e cadenciados. Já a metodologia atual utiliza a rotação da coluna de perfuração para o tritramento das rochas na abertura do poço.

Na técnica rotativa de perfuração, uma etapa importante para a segurança do processo é denominada cimentação do poço. Nesta fase, um revestimento de aço é cimentado nas paredes do poço, o que garante a integridade do mesmo e evita que uma possível pressão vinda das rochas possa ocasionar um vazamento indesejável de petróleo (THOMAS *et al.*,2001).

Segundo Thomas *et al.* (2001), os equipamentos presentes no processo de perfuração podem ser agrupados em 8 sistemas principais, de acordo com suas respectivas funções. Estes sistemas são:

1. *Sustentação de cargas*: tem como função suportar o peso da coluna de perfuração. O mastro ou torre tem como finalidade sustentar este peso e permitir um espaçamento vertical acima da plataforma de trabalho para permitir o manuseio e execução de manobras. A carga suportada pela torre ou mastro é transferida para a subestrutura, que é o espaço sob a plataforma onde são instalados os equipamentos de segurança do poço.
2. *Geração e transmissão de energia*: responsável pela geração de energia necessária para o acionamento dos equipamentos, normalmente fornecida por motores diesel.
3. *Movimentação de carga*: tem como finalidade a movimentação da coluna de perfuração, do revestimento para cimentação e outros equipamentos do processo.
4. *Rotação*: responsável pela rotação da coluna de perfuração em torno do seu eixo longitudinal. Na configuração convencional, a mesa rotativa fornece a energia de rotação ao Kelly, tubo de parede externa poligonal que se conecta a coluna de perfuração e transmite a energia cinética. Outro componente importante neste sistema, conhecido como *Swivel*, é responsável por separar os componentes que giram dos estacionários, permitindo somente a rotação na parte inferior.

5. *Circulação*: tem como finalidade a circulação do fluido de perfuração, que é responsável por transportar os cascalhos do fundo do poço, evitando o entupimento do mesmo, assim como o resfriamento da broca.
6. *Segurança do poço*: formado pelos Equipamentos de Segurança de Cabeça de Poço (ESCP), sendo o principal destes o *Blowout Preventer* (BOP), que é um conjunto de válvulas que permitem fechar o poço.
7. *Monitoração*: constituído por manômetros, indicador do peso sobre a broca, tacômetros e etc.
8. *Subsuperfície (Coluna de Perfuração)*

A Figura 1 apresenta os sistemas, assim como seus principais componentes apresentados.

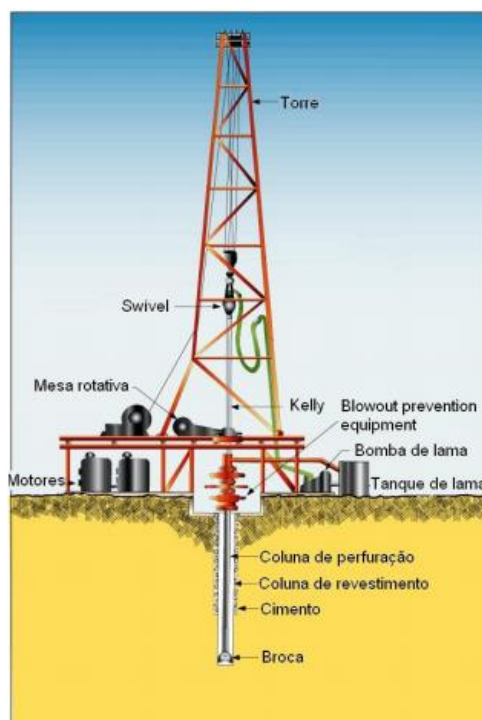


Figura 1 - Sonda rotativa e seus principais componentes (SILVA, 2008).

2.1 COLUNA DE PERFURAÇÃO

A coluna de perfuração é composta, em sua grande parte, por tubos de perfuração, que são estruturas esbeltas e conectadas através de juntas rosqueáveis. A parte inferior da coluna de perfuração, conhecida como *bottomhole-assembly*,

consiste de tubos com parede espessa, com a finalidade de fornecer peso a broca e evitar problemas com flambagem (JANSEN, 1993).

Segundo Thomas *et al.* (2001), a coluna de perfuração tem como finalidade fornecer peso e transmitir a energia em forma de rotação para a broca, para que, assim, a mesma possa desagregar a formação rochosa em forma de cascalhos, que são carregados para a superfície através do fluido de perfuração. De acordo com o autor, a coluna de perfuração é composta, principalmente, pelos componentes: comandos, tubos pesados e tubos de perfuração.

2.1.1 Comandos

Os comandos, também conhecidos como *Drill Collars (DC)*, são elementos tubulares podendo ser lisos ou espiralados, feitos de aço forjado, usinados e possuem uma grande espessura na parede. As suas conexões são rosqueáveis (Thomas *et al.*, 2001). Um comando espiralado é apresentado na Figura 2.

Estes são empregados acima da broca e suas principais funções são: fornecer peso sobre a broca e maior rigidez a coluna, o que permite um melhor controle de trajetória da coluna (THOMAS *et al.*, 2001; JANSEN, 1993).



Figura 2 - Comando espiralado (THOMAS *et al.*, 2001).

2.1.2 Tubos pesados

Os tubos pesados, ou *Heavy-Weight Drill Pipes (HWDP)*, são elementos tubulares intermediários entre os comandos e os tubos de perfuração, que possuem como principal função fornecer uma transição de rigidez entre estes dois componentes, diminuindo, assim, as chances de falha por fadiga (THOMAS *et al.*, 2001).

Estes elementos são feitos de aço forjado e usinados, possuem uniões mais resistentes e reforço central revestidos de metal duro (THOMAS *et al.*, 2001). A Figura 3 apresenta um tubo pesado.



Figura 3 – Tubo pesado (THOMAS *et al*, 2001).

2.1.3 Tubos de perfuração

Os tubos de perfuração, ou *Drill Pipes (DP)* são elementos tubulares feitos geralmente de aço, alumínio ou titânio, sendo o último menos utilizado devido ao seu alto preço (PLÁCIDO *et al.*, 2005). A maior parte da coluna de perfuração é constituída pelos tubos de perfuração, estes que são especificados pelo seu peso nominal e comprimento nominal, diâmetro externo, material, tipo de reforço para soldagem das uniões e tipo de rosca (THOMAS *et al.*, 2001). Na Figura 4 é apresentado um tubo de perfuração.



Figura 4 - Tubo de perfuração (THOMAS *et al*, 2001).

3 MODELAGEM DO PROBLEMA

3.1 EQUAÇÃO DE MOVIMENTO

No Capítulo 2 foi feita uma revisão dos principais conceitos em relação a perfuração de poços de petróleo. Foi visto que a técnica atualmente mais eficiente é a perfuração por rotação, onde a velocidade angular é imposta pelo sistema de rotação na parte superior da coluna de perfuração, fazendo com que a ferramenta cortante triture a formação rochosa. A Figura 5 apresenta um esquema simplificado da coluna de perfuração.

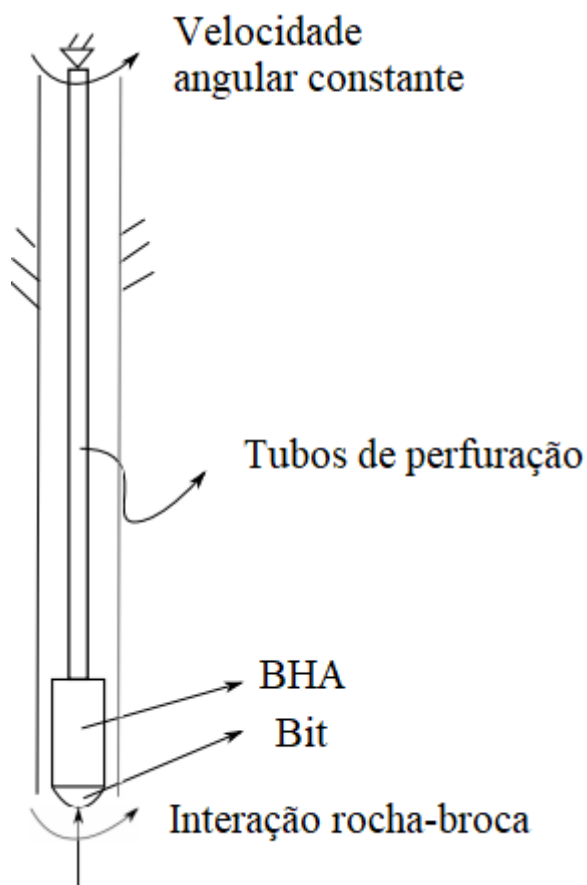


Figura 5 - Esquema simplificado de uma coluna de perfuração (adaptado de REAL, 2018).

Segundo Real (2018), um modelo que inclui todas as dinâmicas presentes no processo de perfuração apresenta muitas dificuldades, em consequência da falta de dados de fundo de poço. Portanto, o autor conclui que modelos simples são válidos para representar este tipo de sistema.

Dessa forma, o modelo que será utilizado neste trabalho e a sua equação de movimento podem ser observados na Figura 6 e equação (3.1), respectivamente. Neste modelo, a coluna de perfuração está sendo considerada como um cilindro oco com diâmetro externo (d_e) e diâmetro interno (d_i) constantes.

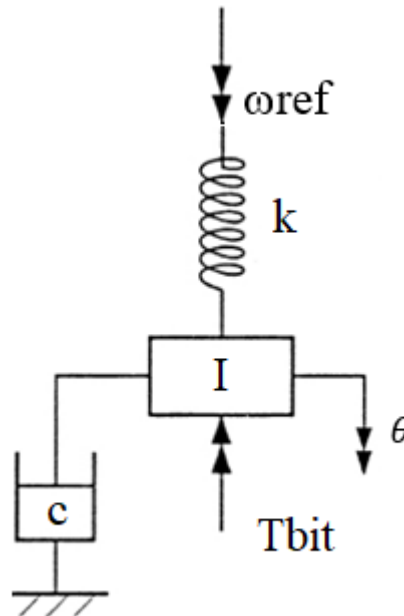


Figura 6 - Modelo de uma coluna de perfuração (adaptado de SILVEIRA e WIERCIGROCH, 2009).

A equação de movimento para o modelo apresentado pode ser escrita como

$$I\ddot{\theta} + k(\theta - \omega_{ref}t) + c\dot{\theta} = T_{bit} \quad (3.1)$$

onde $\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$ são posição, velocidade e aceleração angular da coluna respectivamente, k é a constante de rigidez da coluna, c é a constante de amortecimento, I é o momento de inércia de massa da coluna de perfuração, que são calculados pelas seguintes equações e t é o tempo.

$$I = \rho L J \quad (3.2)$$

$$k = \frac{GJ}{L} \quad (3.3)$$

$$c = 2\xi\omega_n I \quad (3.4)$$

onde G e ρ são o módulo de cisalhamento e a densidade do material, respectivamente, L o comprimento da coluna, ξ o fator de amortecimento do sistema, ω_n a frequência natural e J o momento de inércia polar. A frequência natural e o momento de inércia polar são definidos como

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{I}} \quad (3.5)$$

$$J = \frac{\pi}{32}(d_e^4 - d_i^4) \quad (3.6)$$

A velocidade constante imposta pela mesa rotatória na superfície é representada por ω_{ref} , enquanto o torque resultante da força de atrito gerada pela interação entre a broca e a formação rochosa é representado por T_{bit} , que será discutido na próxima seção.

As condições iniciais podem ser observadas a seguir.

$$\begin{cases} \theta(0) = 0 \\ \dot{\theta}(0) = 0 \end{cases} \quad (3.7)$$

3.2 INTERAÇÃO BROCA-ROCHA

Nesta seção são apresentados os modelos clássicos de atrito frequentemente utilizados na engenharia e que a partir das suas combinações é possível obter uma equação que consegue prever o comportamento da interação entre a broca e a rocha. Por último, é apresentada a equação que será utilizada neste trabalho, esta que é ajustada a partir de dados de campo.

3.2.1 Atrito de Coulomb

No atrito de Coulomb, o atrito presente entre dois corpos que são pressionados um contra o outro através de uma força normal F_n pode ser separado em dois tipos, o atrito estático e dinâmico. Para que os corpos possuam um movimento relativo entre

si, é necessário que a força de atrito estático seja superada, esta que é proporcional à força normal (MEDEIROS, 2020). Portanto, pode ser escrito que

$$F_s = \mu_s F_N \quad (3.8)$$

onde μ_s é o coeficiente de atrito estático, que depende dos materiais dos corpos, assim como as condições das superfícies dos mesmos.

Já o atrito cinético é a força que resiste ao movimento que está presente no corpo quando o atrito estático é superado e o mesmo também é proporcional à força normal (MEDEIROS, 2020). Dessa forma, o atrito cinético é definido como

$$F_k = \mu_k F_N \quad (3.9)$$

onde μ_c é o coeficiente de atrito cinético, que é aproximadamente igual a μ_s , portanto $\mu_s \cong \mu_k \cong \mu$.

Segundo Medeiros (2020), este modelo pode ser definido matematicamente como

$$F_c = \mu |F_N| \text{sign}(\dot{x}), \quad (3.10)$$

onde \dot{x} é a velocidade relativa dos corpos, F_c é a força de atrito Coulomb e sign a função sinal, que pode ser definida como:

$$\text{sign}(\dot{x}) = \begin{cases} 1, & \dot{x} > 0 \\ -1, & \dot{x} < 0 \end{cases} \quad (3.11)$$

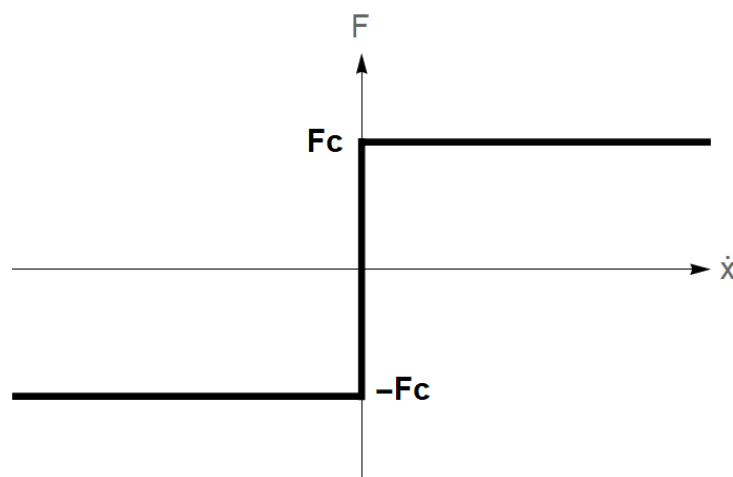


Figura 7 - Atrito de Coulomb em função da velocidade.

Na Figura 7 é apresentada a força de atrito de Coulomb em função da velocidade. Nesta pode ser observada que o valor da força para velocidade igual à zero pode assumir qualquer valor entre F_c e $-F_c$. Esta descontinuidade pode trazer problemas para simulações numéricas. Dessa forma, uma aproximação envolvendo um termo de tangente hiperbólica pode ser implementada, que fornece uma função contínua na transição do atrito estático para o dinâmico na origem (GREGO, 2015). Esta aproximação pode ser observada a seguir.

$$F_c = \mu|F_N| \text{sign}(\dot{x}) \cong \mu|F_N| \tanh(\lambda\dot{x}) \quad (3.12)$$

Aproximações, utilizando a tangente hiperbólica, para diferentes valores de λ podem ser observadas na Figura 8.

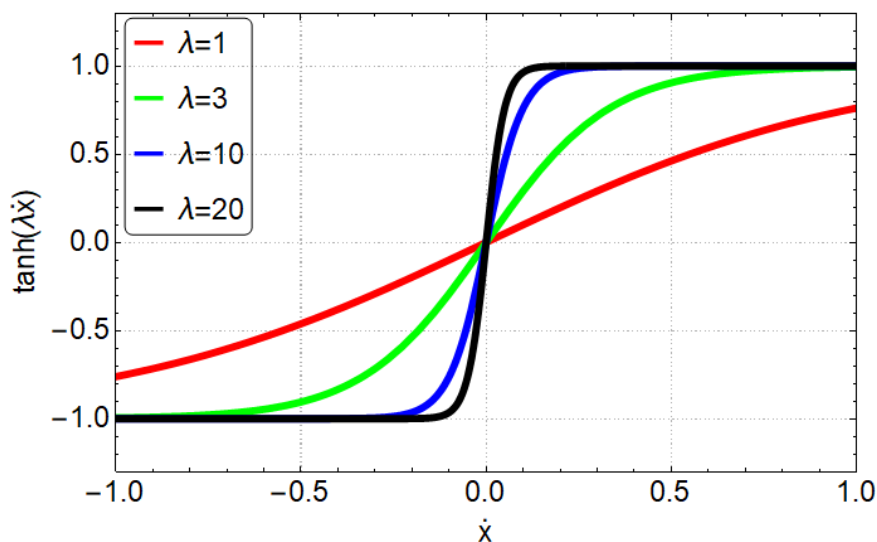


Figura 8 - Aproximação da força de Coulomb através da tangente hiperbólica.

3.2.2 Atrito viscoso

No atrito viscoso é considerado que há uma lubrificação na superfície de contato dos corpos, o que reduz as forças de atrito e desgaste, já que a presença do fluido inibe contato direto entre os corpos. Esta força de atrito é proporcional a velocidade relativa entre os corpos (GREGO, 2015; MEDEIROS, 2020). Segundo Medeiros (2020), o atrito viscoso pode ser modelado através da seguinte equação:

$$F_v = \gamma \dot{x} \quad (3.13)$$

onde γ é o coeficiente de atrito viscoso e possui um valor positivo.

A atrito viscoso é frequentemente combinado com o atrito de Coulomb (MEDEIROS,2020). Portanto, com a combinação das equações (3.10) e (3.13), pode se escrever:

$$F_{cv} = F_c + F_v = \mu|F_N| \text{sign}(\dot{x}) + \gamma\dot{x} \quad (3.14)$$

A mesma continuidade para \dot{x} igual à zero vista no modelo de Coulomb aparece no modelo combinado, já que o valor de atrito pode ser assumir qualquer valor entre F_c e $-F_c$. Da mesma forma, a aproximação utilizando a tangente hiperbólica vista na seção anterior pode ser utilizada aqui. O atrito viscoso combinado com o atrito de Coulomb em função da velocidade é apresentado na Figura 9.

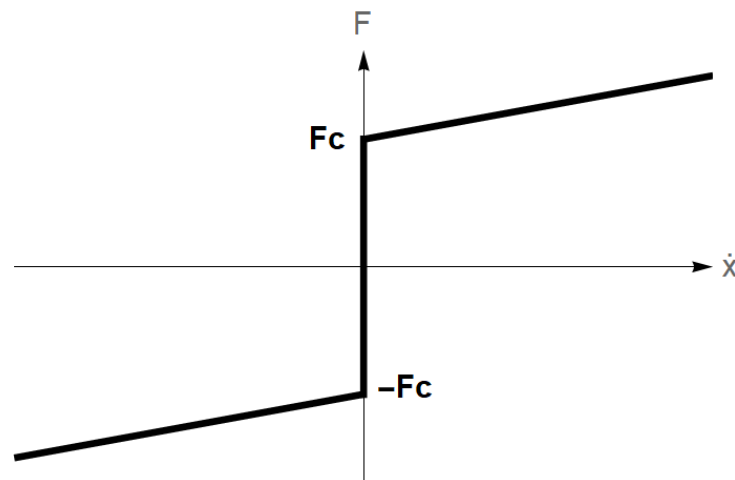


Figura 9 - Atrito Coulomb-viscoso em função da velocidade.

3.2.3 Efeito Stiction

O efeito *Stiction* se refere ao fato de que a força de atrito estático ser maior do que a força de atrito dinâmico. Este efeito pode ser considerado como um aperfeiçoamento do modelo de atrito de Coulomb, já que na maioria dos casos, a força de atrito primária é causada pela adesão das superfícies dos corpos, o que faz com que a força necessária para iniciar o movimento seja maior do que a força necessária para manter o movimento (GREGO, 2015; MEDEIROS,2020).

Dessa forma, a adesão faz com que o atrito se iguale a força externa aplicada até certo limite e apenas permita o movimento relativo das superfícies em contato

quando a força externa é maior do que este limite, o qual está relacionado com a força de atrito estático (MEDEIROS,2020).

Portanto, a força de atrito devido ao *stiction* é dependente da intensidade da força externa tangencial à superfície de contato (F_{ext}) e, segundo Medeiros (2020), pode ser definida por:

$$F = \begin{cases} F_{ext}, & \text{se } \dot{x} = 0 \text{ e } |F_{ext}| < F_s \\ F_s \text{ sign}(F_{ext}), & \text{se } \dot{x} = 0 \text{ e } |F_{ext}| \geq F_s \end{cases} \quad (3.15)$$

O efeito de *Stiction* em conjunto com os modelos de Coulomb e Viscoso pode ser observado na Figura 10. Segundo Medeiros (2020), esta curva é definida pela seguinte equação:

$$F = \begin{cases} F_{ext}, & \text{se } \dot{x} = 0 \text{ e } |F_{ext}| < F_s \\ F_s \text{ sign}(F_{ext}), & \text{se } \dot{x} = 0 \text{ e } |F_{ext}| \geq F_s \\ F_{cv}, & \text{se } \dot{x} \neq 0 \end{cases} \quad (3.16)$$

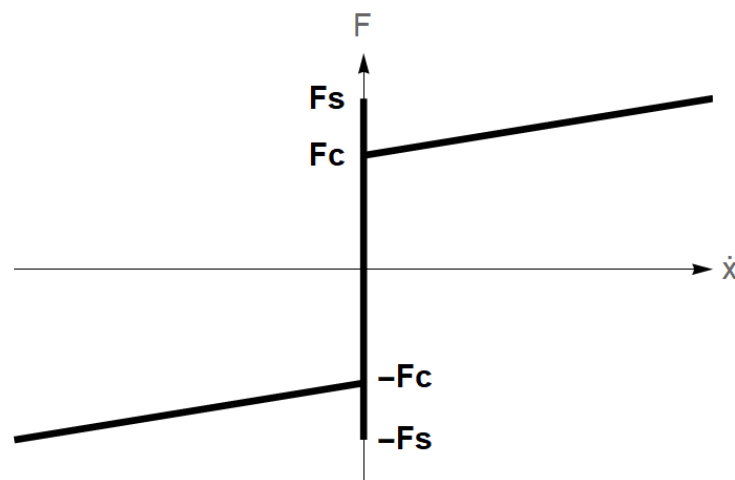


Figura 10 - *Stiction* em conjunto com o atrito Coulomb-viscoso em função da velocidade.

3.2.4 Efeito de Stribeck

O efeito de Stribeck é um efeito não-linear que ocorre para baixos valores de velocidade em superfícies lubrificadas. Diferente do efeito de *Stiction*, a força de atrito não decresce descontinuamente quando os corpos entram em movimento, mas sim em função da velocidade (MEDEIROS,2020; CORREIA,2012).

Segundo Márton e Lantos (2009), o efeito de Stribeck pode ser definido matematicamente como:

$$F = \begin{cases} F_{ext}, & \text{se } \dot{x} = 0 \text{ e } |F_{ext}| < F_s \\ F_s \text{sign}(F_{ext}), & \text{se } \dot{x} = 0 \text{ e } |F_{ext}| \geq F_s \\ \left(F_c + (F_s - F_c)e^{-\frac{|\dot{x}|}{\dot{x}_s}} \right) \text{sign}(\dot{x}) + \gamma\dot{x}, & \text{se } \dot{x} \neq 0 \end{cases} \quad (3.17)$$

onde que F_s é a força de atrito necessária para que haja um movimento relativo entre os corpos, F_c é a força de atrito de Coulomb, F_{ext} é a força externa tangencial à interface de contato entre os corpos, γ o coeficiente de atrito viscoso e \dot{x}_s é um coeficiente positivo conhecido como velocidade de Stribeck. A Figura 11 apresenta o efeito de Stribeck em função da velocidade.

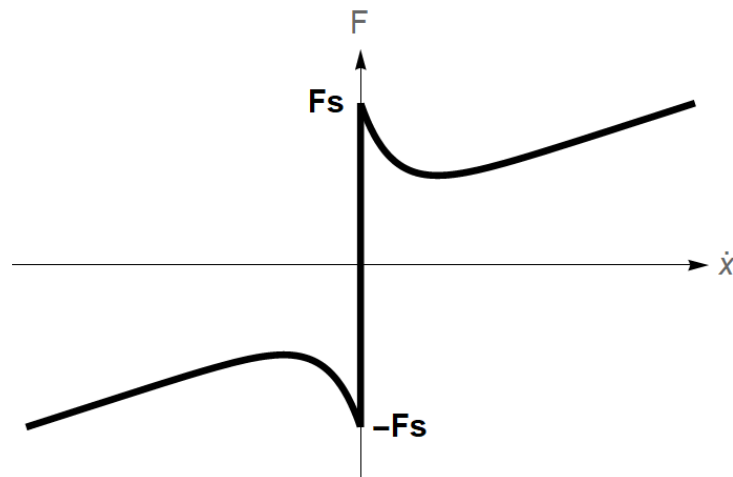


Figura 11 - Efeito de Stribeck em função da velocidade.

3.2.5 Modelos para interação broca-rocha

Variações do efeito de Stribeck são utilizadas para a previsão do torque gerado pela interação entre a broca e a rocha durante o processo de perfuração de poços de petróleo. Em Ritto e Ghandchi-Tehrani (2019), uma equação de quatro parâmetros é ajustada para valores empíricos de uma coluna de perfuração, retirados de Ritto *et al.* (2017).

$$T_{bit}(\dot{\theta}) = b_0 \left(\tanh(b_1 \dot{\theta}) + \frac{b_2 \dot{\theta}}{1 + b_3 \dot{\theta}^2} \right) \quad (3.18)$$

onde $\dot{\theta}$ é a velocidade angular da coluna de perfuração

As dimensões físicas desta coluna são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Dimensões da coluna de perfuração (Ritto *et al.*, 2017).

	TUBOS DE PERFURAÇÃO	BHA
Comprimento (m)	4733.6	466.45
Raio interno (m)	0.0595	0.0363
Raio externo (m)	0.07	0.0803

Os quatro parâmetros vistos na Equação (3.18) possibilitam um melhor ajuste no processo de perfuração e, dependendo do valor destes, a curva pode se aproximar do efeito de Stribeck visto na Figura 11 (MEDEIROS, 2020). Além disso, o primeiro termo desta equação representa a aproximação do atrito de Coulomb através da tangente hiperbólica, já vista neste trabalho, enquanto que o segundo termo representa o efeito de Stribeck, onde o torque devido ao atrito decresce de maneira contínua e dependente da velocidade. Os comportamentos destes dois termos podem ser observados na Figura 12.

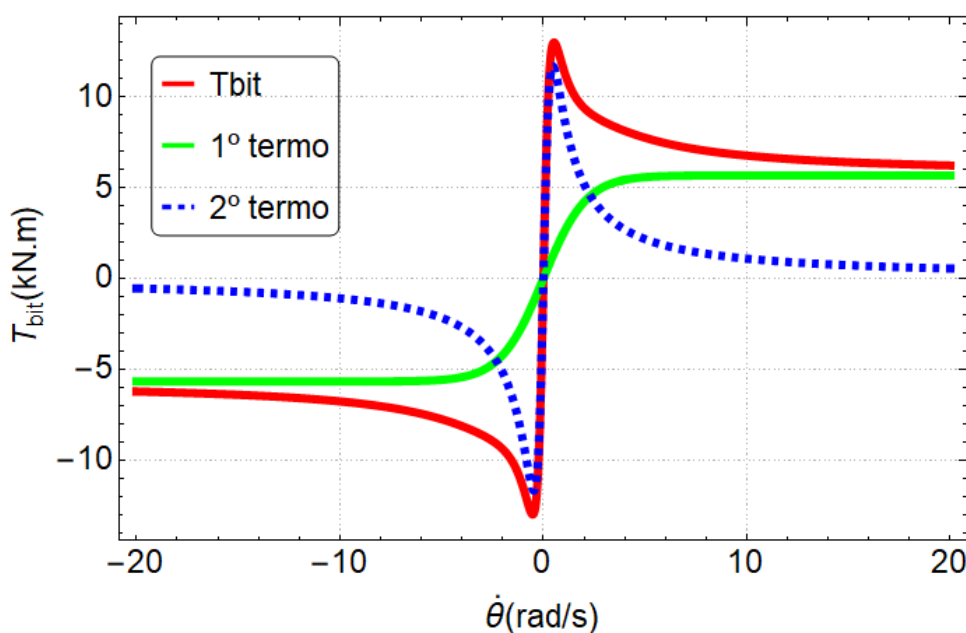


Figura 12 - Comportamento da equação (3.18) e seus termos.

Segundo Ritto e Ghandchi-Tehrani (2019), os valores dos quatro parâmetros calibrados para os dados experimentais em Ritto *et al.* (2017) para um peso sobre a broca igual a 245kN são: $b_0=5671$, $b_1=0.4775$, $b_2=8.7854$, $b_3=4.5595$. O valor do fator de amortecimento do sistema ξ , calibrado por Ritto e Ghandchi-Tehrani (2019), também será utilizado para as simulações e possui o valor igual a 0.25.

O comportamento dos dados empíricos de Ritto *et al.* (2017) e a curva de T_{bit} calibrada por Ritto e Ghandchi-Tehrani (2019) podem ser observadas na Figura 13.

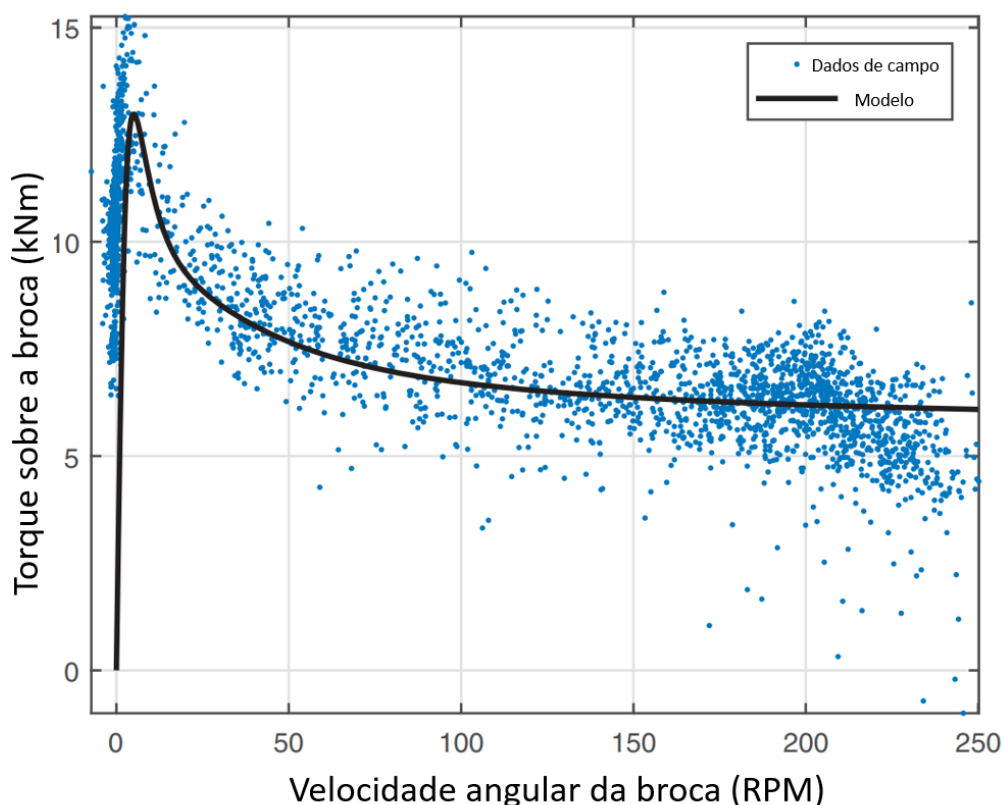


Figura 13 - Dados de campo e equação calibrada do torque na broca (adaptado de Ritto e Ghandchi-Tehrani, 2019).

Segundo Ritto e Ghandchi-Tehrani (2019), o T_{bit} pode ser assumido como linear em relação ao peso sobre a broca. Portanto, para um peso sobre a broca igual a 200kN, por exemplo, o valor de T_{bit} deve ser multiplicado por $(200/245)$.

4 FADIGA

Devido ao fenômeno de *stick-slip*, e conseqüentemente as oscilações torcionais impostas na coluna de perfuração, o fenômeno de fadiga deve ser considerado, já que tensões cíclicas, mesmo abaixo da resistência ao escoamento, podem levar o processo a falha.

Segundo Norton (2013), este fenômeno possui três fases até a falha, que são:

1. *Início da trinca*: pequenas trincas podem estar presentes desde a manufatura do objeto em análise ou podem surgir devido ao deslocamento cíclico das discordâncias.
2. *Propagação da trinca*: uma vez que a trinca microscópica está presente, o crescimento desta usualmente se dá pelas tensões principais máximas (trativas).
3. *Ruptura repentina*: a trinca alcança um tamanho suficiente para que a falha ocorra instantaneamente.

Existem três principais métodos que descrevem o fenômeno de fadiga. Estes são: modelo tensão-número de ciclos (S-N), modelo deformação-número de ciclos (ϵ -N) e o modelo da mecânica da fratura linear-elástica (MFLE). Cada um destes é aplicado para determinadas situações e objetivos (NORTON, 2013).

O fenômeno de fadiga é separado em dois regimes em relação ao número de ciclos de tensão ou deformação no qual o material é submetido durante a sua vida: regime de fadiga de baixo-ciclo (FBC) e fadiga de alto-ciclo (FAC). Neste trabalho, será assumido que $N=10^3$ ciclos diferencia o regime de baixo-ciclo em relação ao de alto-ciclo, valor utilizado por Castro e Meggiolaro (2009a) e Norton (2013).

4.1 MÉTODO TENSÃO-NÚMERO DE CICLOS

O método tensão-número de ciclos, também conhecido como método S-N, é aplicado para regimes de alto-ciclo, ou seja, para peças em que é esperado um número de ciclos de tensão maior de 10^3 . Esta abordagem é a mais antiga das três apresentadas e proporciona bons resultados quando as tensões são conhecidas ao longo da vida da peça (NORTON, 2013).

Este modelo é baseado na curva S-N (tensão-número de ciclos), esta que é traçada a partir de dados experimentais, onde corpos de prova, normalmente

padronizados, são submetidos a tensões conhecidas até a falha. Então o número de ciclos N e a resistência à fadiga para a vida finita N são registrados na curva S-N, onde os eixos normalmente estão em escala logarítmica (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009a; NORTON, 2013).

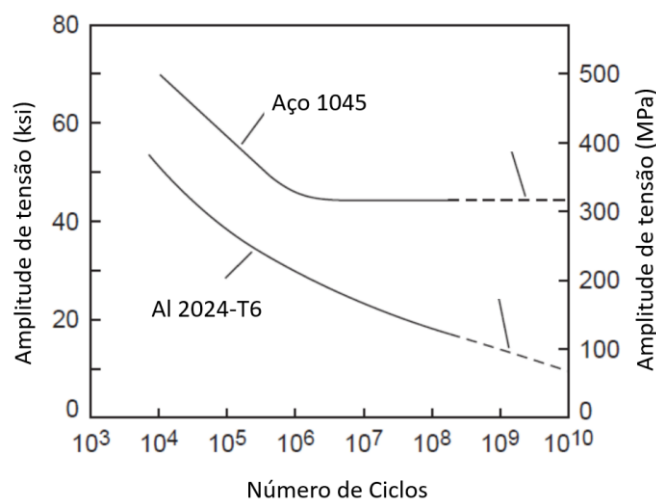


Figura 14 – Curvas S-N do aço 1045 e alumínio 2024-T6 (adaptado de MADHUKAR et al., 2018).

O experimento pioneiro para observar o comportamento dos materiais submetidos a tensões ou deformações que variam no tempo foi criado por Wöhler. Este experimento consistia em um eixo giratório em balanço submetido a carregamento de flexão. Anos depois, R.R Moore adaptou este experimento para uma barra biapojada giratória, na qual era submetida uma flexão pura alternada (NORTON, 2013). A Figura 15 apresenta uma máquina de flexão rotativa utilizada para ensaios de fadiga.

Na Figura 14 é possível observar o comportamento do aço 1045 e a liga de alumínio 2024-T6 em um ensaio experimental de fadiga. Pode ser observado que para o aço 1045 a resistência à fadiga decai em função do número de ciclos até atingir uma inflexão, em aproximadamente 10^6 ciclos. Esta inflexão determina o limite à fadiga do material (S_f'). De uma maneira geral, os aços possuem o mesmo comportamento.

Porém, ligas de alumínio, cobre e magnésio não possuem esta inflexão bem definida. Nestes casos, um limite à fadiga para um determinado número de ciclos é especificado. O limite utilizado para esses materiais é definido como a tensão que causa a falha em 5×10^8 ciclos de carregamento (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009a; DOWLING, 2013).

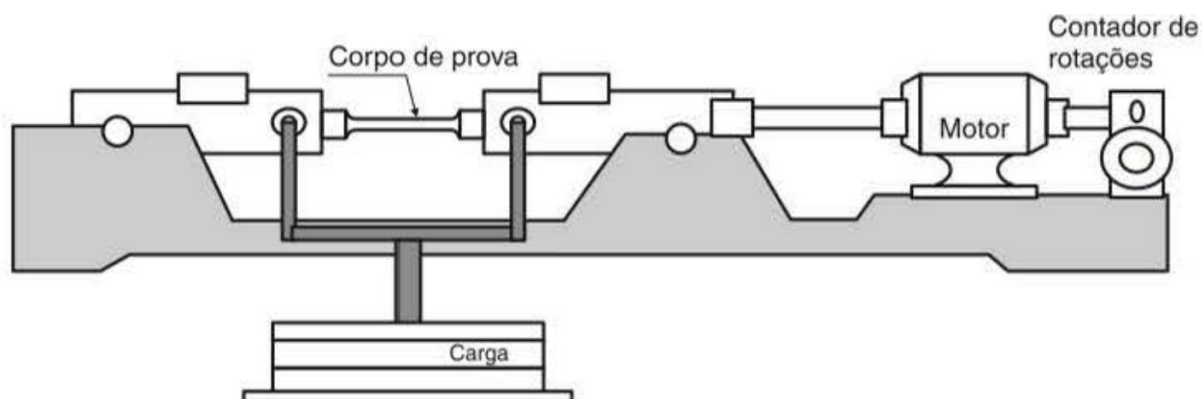


Figura 15 – Máquina de flexão rotativa (GARCIA, 2012).

4.2 ESTIMATIVA DA CURVA S-N

Na falta de dados experimentais, a curva de S-N pode ser estimada. A metodologia para a estimativa é apresentada nessa seção. Primeiramente, deve ser recordado que o método tensão-número de ciclos é aplicado no regime de alto-ciclo, ou seja, para N entre 10^3 e 10^6 . A curva decrescente observada nos experimentos de flexão rotativa que mede a resistência à fadiga para a vida finita N pode ser representada pela equação abaixo.

$$NS_f^B = C \quad (4.1)$$

onde B e C são constantes e podem ser determinadas a partir das estimativas para aços a seguir (NORTON, 2013).

$$S_f(10^3) = 0.9S_r \quad (4.2)$$

$$S_l'(10^6) = \begin{cases} 0.5S_r & \text{se } S_r \leq 1400\text{MPa} \\ 700\text{MPa} & \text{se } S_r > 1400\text{MPa} \end{cases} \quad (4.3)$$

onde S_r é a resistência a ruptura do material, $S_f(N)$ é a resistência à fadiga para vida N ciclos, S_l' o limite à fadiga do material e S_l , que será visto na próxima seção, o limite a fadiga da peça. A Figura 16 apresenta a estimativa da curva S-N.

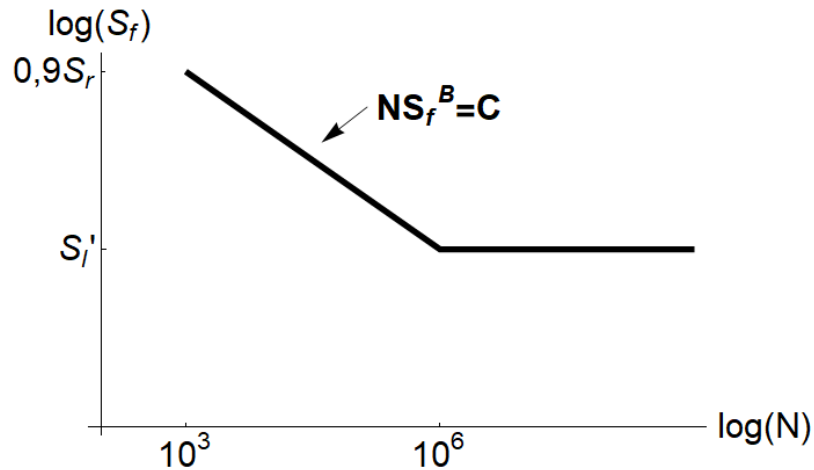


Figura 16 - Curva S-N estimada para aço.

Segundo Castro e Meggiolaro (2009a), uma melhor estimativa pode ser feita para S_f , como pode ser vista a seguir.

$$S_f(10^3) = \begin{cases} 0.76S_r & \text{se } S_r \leq 1400\text{MPa} \\ 0.67S_r & \text{se } S_r > 1400\text{MPa} \end{cases} \quad (4.4)$$

Visto que ligas de alumínio possuem um comportamento diferente do que os aços, Castro e Meggiolaro (2009a) recomenda utilizar os seguintes valores para este grupo de materiais para resistência à ruptura maior que 325 MPa.

$$\begin{cases} S_f(10^3) = 0.76S_r \\ S_l'(5 \times 10^8) = 130\text{MPa} \end{cases} \quad (4.5)$$

4.3 ESTIMATIVA DA RESISTÊNCIA À FADIGA EM PEÇAS E ESTRUTURAS

Os corpos de prova utilizados em ensaios para a medição das resistências à fadiga e/ou limites de fadiga possuem características físicas distintas e estão submetidos a condições diferentes das peças ou conjuntos mecânicos utilizados em projetos no dia-a-dia. Portanto, as estimativas vistas acima devem ser modificadas, para que estas diferenças possam ser consideradas. Estas diferenças são traduzidas para fatores de redução da resistência, que são multiplicados pelo limite à fadiga do material (S_l'), para obter a o limite à fadiga da peça (S_l) (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009a; NORTON, 2013). Portanto, para ligas de alumínio, pode ser escrito

$$Sl(5 \times 10^8) = k_a k_b k_c \dots Sl'(5 \times 10^8) \quad (4.6)$$

onde k_a é o fator de acabamento superficial, k_b o fator de tamanho, k_c o fator de carregamento e k_i os fatores de temperatura, confiabilidade, fretagem.

4.3.1 Fator de acabamento superficial (k_a)

Os corpos de prova utilizados nos experimentos são polidos, para que assim, o material não possua imperfeições na sua superfície, impedindo que as imperfeições superficiais atuem como concentradores de tensão. Porém, no cotidiano, as peças não possuem este nível de acabamento. Portanto, acabamentos grosseiros diminuem a resistência à fadiga da peça (NORTON, 2013). Segundo Castro e Meggiolaro (2009a), o fator de acabamento superficial (k_a) podem ser calculados através das equações abaixo. A Figura 17 apresenta o fator k_a em função de S_r .

Polido: $k_a = 1$

Retificado: $k_a = 1.58(S_r)^{-0.086}$

Laminado a frio ou usinado: $k_a = 4.45(S_r)^{-0.265}$ (4.7)

Laminado a quente: $k_a = 56.1(S_r)^{-0.719}$

Forjado: $k_a = 271(S_r)^{-0.995}$

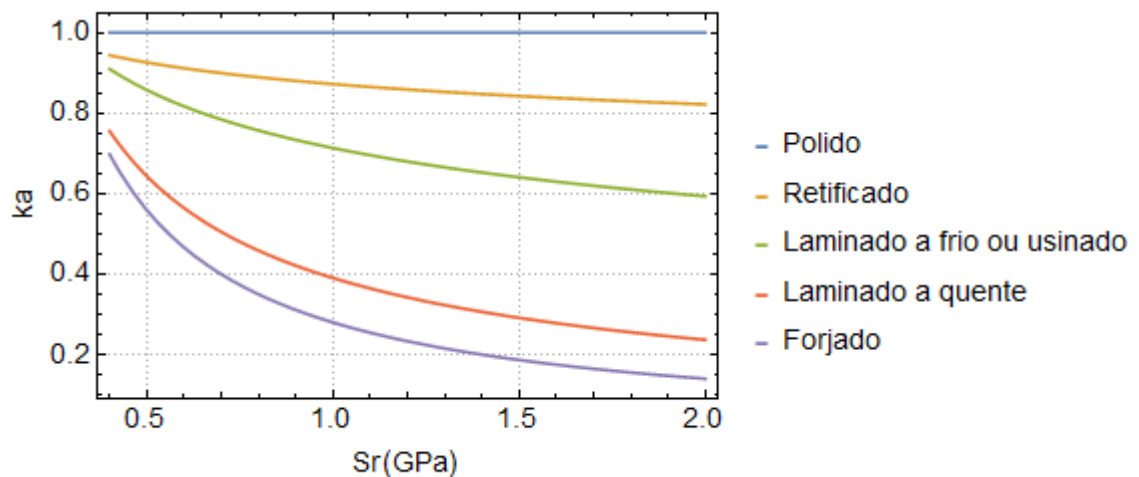


Figura 17 - Fator de acabamento em função de S_r .

4.3.2 Fator de tamanho (k_b)

Segundo Norton (2013), peças maiores possuem uma maior probabilidade de possuírem imperfeições superficiais, portanto, estas falham para um número de ciclos menor. Dessa forma, um fator de tamanho (k_b) deve ser considerado para diminuir o limite à fadiga da peça, visto que os corpos de prova possuem pequenas dimensões (diâmetro igual a 3 polegadas).

Castro e Meggiolaro (2009a) recomendam utilizar os seguintes valores para o fator de tamanho (k_b).

$$\begin{aligned} d < 8mm &\rightarrow k_b = 1 \\ 8 < d < 50mm &\rightarrow k_b = 0.9 \\ 50 < d < 80mm &\rightarrow k_b = 0.8 \\ d > 80mm &\rightarrow k_b = 0.75 \text{ a } 0.6 \end{aligned} \tag{4.8}$$

Segundo Norton, peças que trabalham sob tensões de tração/compressão alternadas, deve-se utilizar $k_b = 1$, pois os corpos de prova sob esse tipo de carga não são sensíveis ao tamanho da seção transversal da mesma.

4.3.3 Fator de carregamento (k_c)

O fator de carregamento (k_c) tem como objetivo quantificar a diferença entre os limites de fadiga em relação ao carregamento submetido sob a peça, já que a maioria dos dados publicados se referem a ensaios sob flexão rotativa. Segundo Castro e Meggiolaro (2009a), pode-se utilizar os seguintes valores de k_c para peças dúcteis.

$$\begin{aligned} k_c &= 1 \text{ para cargas de flexão e de torção alternadas} \\ k_c &= 0.9 \text{ para cargas axiais puras} \\ k_c &= 0.6 \text{ a } 0.85 \text{ para flexões não alternadas} \end{aligned} \tag{4.9}$$

4.3.4 Fator de fretagem (k_f)

Este fator tem como diminuir o limite à fadiga devido a presença do fenômeno de fretagem, que consiste em pequenos movimentos cíclicos em pontos de contato

entre duas superfícies da peça (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009a). Neste trabalho, este fenômeno está sendo considerado devido a possibilidade das rochas transportadas através do fluido de perfuração na seção anular do poço arrancarem parte do material da coluna de perfuração e devido a rotação da mesma, ocasionar o fenômeno de fretagem e pela possibilidade do contato entre coluna de perfuração e o revestimento instalado na parede do poço devido às imperfeições no processo .

Segundo Castro e Meggiolaro (2009a), os principais fatores que contribuem para a ocorrência deste fenômeno são:

- Baixa pressão de contato na interface entre as superfícies, já que altas pressões podem eliminar o deslizamento.
- Pequena amplitude de deslocamentos.
- Tensões médias de tração, que contribuem a expansão das trincas microscópicas.
- Superfícies polidas são mais sensíveis por possuírem uma maior área de contato.
- Ambientes corrosivos
- Materiais com alta resistência à ruptura (S_r)

O efeito de fretagem pode ser quantificado pelo fator k_f e na falta de dados confiáveis, Castro e Meggiolaro (2009a) recomendam utilizar:

$$0.25 < k_f < 0.7 \quad (4.10)$$

onde o limite inferior é para metais com alta resistência a ruptura, enquanto o superior é para os metais com baixa resistência a ruptura.

4.4 INFLUÊNCIA DA TENSÃO MÉDIA

É demonstrado experimentalmente que corpos de prova falham em um número de ciclos menor quando uma tensão média (σ_m) é aplicada no mesmo. Como os dados utilizados para a plotagem da curva S-N são obtidos através de experimentos onde a tensão média é nula, a influência da mesma deve ser considerada para casos em que seu valor é diferente de zero (NORTON,2013).

Dentro da engenharia, existem diversos critérios para o estudo da influência da tensão média, sendo os mais conhecidos apresentados a seguir.

Critério de Goodman

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_r} = 1 \quad (4.11)$$

Critério de Gerber

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \left(\frac{\sigma_m}{S_r}\right)^2 = 1 \quad (4.12)$$

Critério de Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_e} = 1 \quad (4.13)$$

onde S_e é a tensão de escoamento do material e os valores de tensão de amplitude, σ_a , e tensão média, σ_m , podem ser calculadas através das equações a seguir.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (4.14)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (4.15)$$

Segundo Norton (2013), o critério de Gerber tende a se ajustar bem aos dados experimentais, porém o critério de Goodman é mais utilizado, pois apresenta resultados mais conservadores. O critério de Soderberg é o menos utilizado dos três, já que é considerado conservador demais.

4.5 CONCENTRADORES DE TENSÃO

Transições bruscas na geometria de um corpo faz com que as tensões sejam elevadas em relação à tensão nominal nesta região. Esta descontinuidade geométrica é conhecida como entalhe, que pode ser um furo, filete, rosca, ombro, rasgo de gaveta e etc.

O fator de concentração de tensão K_t fornece a amplificação da tensão no entalhe em relação a tensão nominal para carregamentos estáticos (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009a; NORTON, 2013). Dessa forma, K_t pode ser definido como

$$K_t = \frac{\sigma_{ent}}{\sigma_n} \quad (4.16)$$

onde σ_{ent} é a tensão máxima no entalhe e σ_n é a tensão nominal na ausência do entalhe. O valor de K_t pode ser determinado através de gráficos ou equações presentes na literatura. O mesmo será discutido na seção de resultados deste trabalho.

Para casos em que a tensão varia ao longo do tempo é utilizado o fator de concentração de tensão de fadiga, K_f , ao invés de K_t . Segundo Castro e Meggiolaro (2009a), a relação entre estes dois fatores pode ser observada a seguir

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad (4.17)$$

onde q é a sensibilidade ao entalhe do material, que pode ser calculada por

$$q = \frac{1}{\left(1 + \frac{\alpha}{\rho_{ent}}\right)} \quad (4.18)$$

onde ρ_{ent} é o raio do entalhe e a dimensão α pode ser ajustada por

- $\alpha = 0.185 (700/Sr)$ [mm] (para aços, $Sr < 700\text{MPa}$)
- $\alpha = 0.025 (2000/Sr)^{1,9}$ [mm] (para aços, $Sr \geq 700\text{MPa}$)
- $\alpha = 0.51$ [mm] (para ligas de alumínio)

5 SOLUÇÃO NUMÉRICA

Devido a não-linearidade entre a broca-rocha, a equação de movimento vista no Capítulo 3 deverá ser resolvida numericamente. Dessa forma, neste capítulo serão vistos 3 métodos numéricos para a solução de equações diferenciais de primeira ordem. Posteriormente, as precisões dos 3 métodos serão testadas, para isso, a solução analítica de um problema de valor inicial será comparada com as soluções numéricas obtidas através dos métodos. Por último, será visto como estes métodos são aplicados para equações diferenciais de ordem superior.

5.1 MÉTODOS PARA A SOLUÇÃO DE EQUAÇÕES DIFERENCIAIS ORDINÁRIAS

Uma equação que possui derivadas de uma função desconhecida é chamada de equação diferencial. Quando uma equação diferencial possui apenas uma variável independente, esta é chamada de equação diferencial ordinária (EDO), onde a derivada primeira é da variável dependente em relação à variável independente. Equações diferenciais ordinárias possuem infinitas soluções, porém, quando uma condição inicial é aplicada, há apenas uma solução para o problema, sendo este chamado de problema de valor inicial (PVI), este pode ser observado a seguir (GILAT; SUBRAMANIAM, 2008).

$$\begin{cases} \frac{dy}{dx} = f(x, y) \\ y(a) = \beta \end{cases} \quad (5.1)$$

onde $f: \mathbb{R}^2 \rightarrow \mathbb{R}$ é uma função contínua.

A solução de equações diferenciais é de grande interesse para a ciência, já que muitos fenômenos físicos são modelados através destas. As soluções para os problemas de valor inicial podem ser obtidas por diversos métodos analíticos, estes que fornecem a solução exata. Porém, em muitos casos, a solução analítica se torna muito complicada, ou até mesmo impossível de ser obtida, muitas vezes por conta de relações não-lineares presentes na equação diferencial. Desta forma, métodos

numéricos são uma boa alternativa para se obter uma solução aproximada do problema.

Segundo Gilat e Subramaniam (2008), dentre os diversos métodos numéricos para soluções de equações diferenciais ordinárias, os métodos explícitos de passo simples calculam a solução aproximada (x_{i+1}, y_{i+1}) a partir da solução conhecida no ponto (x_i, y_i) , através das equações a seguir.

$$x_{i+1} = x_i + h \quad (5.2)$$

$$y_{i+1} = y_i + h \alpha \quad (5.3)$$

onde h é a largura do passo e α é uma constante que é calculada através da inclinação no interior do intervalo de x_i a x_{i+1} . A solução numérica inicia no ponto onde o valor inicial da solução é conhecido, ou seja, na condição inicial do problema. A partir deste, a solução do problema pode ser calculada para o próximo passo h em diante.

Dentre estes métodos, o que os diferencia é o cálculo de α . Alguns destes são apresentados nas próximas seções.

5.1.1 Método de Euler

O método explícito de Euler é considerado o método numérico mais simples para solução de uma EDO. Também conhecido como método da linha tangente, este método calcula a valor da solução no próximo passo através da inclinação no ponto da solução que é conhecido (BOYCE *et al.*, 2010; GILAT *et al.*, 2008). Ou seja,

$$x_{i+1} = x_i + h \quad (5.4)$$

$$y_{i+1} = y_i + h f(x_i, y_i) \quad (5.5)$$

onde

$$\left. \frac{dy}{dx} \right|_{x=x_i} = f(x_i, y_i) \quad (5.6)$$

5.1.2 Método de Euler modificado

No método de Euler Modificado, a inclinação α da equação (5.3) é calculada pela média da inclinação no início do intervalo (x_i) e a estimativa da inclinação no final do intervalo (x_{i+1}) (GILAT; SUBRAMANIAM, 2008). A primeira é calculada pela equação (5.6), como já visto. Ou seja,

$$\left. \frac{dy}{dx} \right|_{x=x_i} = f(x_i, y_i) \quad (5.6)$$

Já para o cálculo da segunda inclinação, a valor de y_{i+1} deve ser estimado, para isto, o método de Euler é aplicado.

$$y^*_{i+1} = y_i + h f(x_i, y_i) \quad (5.7)$$

Assim, a inclinação no final do intervalo, ou seja, no ponto (x_{i+1} , y^*_{i+1}), pode ser calculado por

$$\left. \frac{dy}{dx} \right|_{\substack{x=x_{i+1} \\ y=y^*_{i+1}}} = f(x_{i+1}, y^*_{i+1}) \quad (5.8)$$

Por fim, uma melhor estimativa através do método de Euler modificado para a solução do problema de valor inicial pode ser calculada por

$$y_{i+1} = y_i + h \frac{f(x_i, y_i) + f(x_{i+1}, y^*_{i+1})}{2} \quad (5.9)$$

5.1.3 Métodos de Runge-Kutta

Os métodos de Runge-Kutta são, assim como os métodos já apresentados, técnicas numéricas explícitas para a solução de EDOs de primeira ordem, onde o cálculo da inclinação é obtido a partir de inclinações em vários pontos no interior do intervalo (x_i , x_{i+1}). O número de inclinações a serem calculadas correspondem a ordem para esta família de métodos. Ou seja, o método de Runge-Kutta de segunda ordem

utiliza duas inclinações para o cálculo da solução do problema no próximo passo, a partir do ponto inicial conhecido, enquanto que o método de Runge-Kutta de terceira ordem utiliza três inclinações e assim por diante (GILAT; SUBRAMANIAM, 2008).

O método de Runge-Kutta de quarta ordem, está entre os métodos numéricos mais utilizados para a solução de EDOs. Segundo Boyce *et al.* (2010) e Gilat *et al.* (2008), pode ser escrito através das seguintes equações.

$$y_{n+1} = y_n + \frac{h}{6}(K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4) \quad (5.10)$$

onde

$$\begin{aligned} K_1 &= f(x_n, y_n) \\ K_2 &= f\left(x_n + \frac{1}{2}h, y_n + \frac{1}{2}hK_1\right) \\ K_3 &= f\left(x_n + \frac{1}{2}h, y_n + \frac{1}{2}hK_2\right) \\ K_4 &= f(x_n + h, y_n + hK_3) \end{aligned} \quad (5.11)$$

5.1.4 Comparação dos métodos

O método clássico de Runge-Kutta é considerado mais preciso do que os métodos anteriores. Além, disso, a sua precisão aumenta de acordo com ordem do método (GILAT; SUBRAMANIAM, 2008). Nesta seção será visto em um exemplo prático a solução numérica encontrada para os três métodos apresentados.

Considere a problema de valor inicial abaixo (GILAT; SUBRAMANIAM, 2008)

$$\begin{cases} \frac{dy}{dx} = -1,2 + 7e^{-0.3x} \\ y(0) = 3 \end{cases} \quad (5.12)$$

A solução analítica deste problema é igual a

$$y(x) = \frac{70}{9}e^{-0.3x} - \frac{43}{9}e^{-1.2x} \quad (5.13)$$

A solução analítica (exata) do problema e as soluções numéricas para os métodos de Euler, Euler modificado e Runge-Kutta de quarta ordem podem ser observadas no gráfico a seguir, para um passo (h) igual a 0.5.

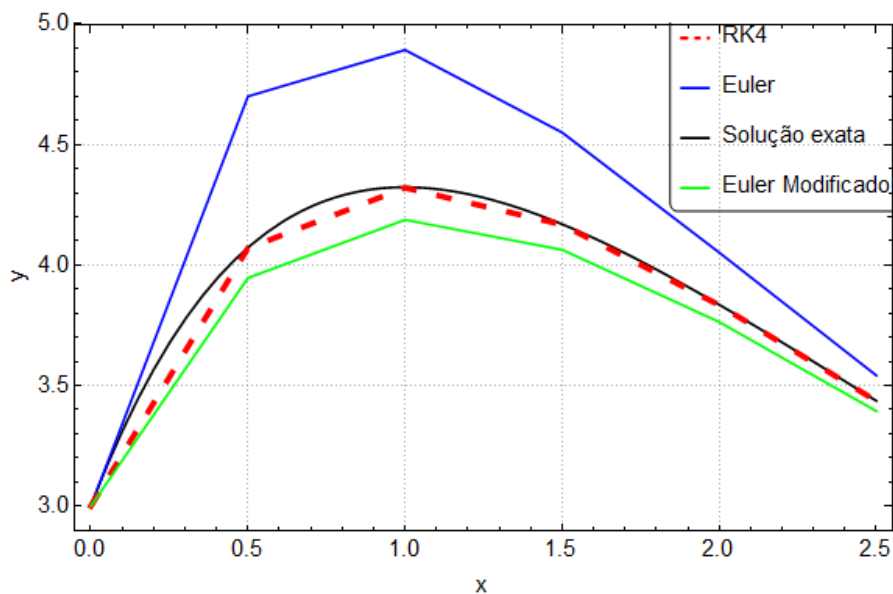


Figura 18 - Gráfico comparativo dos métodos numéricos.

Como pode ser visto na Figura 18, a solução através do método de Runge-Kutta de quarta ordem se aproxima melhor da solução. Além disso, o Euler modificado obteve um melhor resultado quando comparado com o método de Euler, como esperado. Uma outra maneira de se observar a melhor precisão do método de Runge-Kutta é através dos erros absolutos, que podem ser observados na Tabela 2.

Tabela 2 - Valores dos erros absolutos obtidos pelos 3 métodos numéricos.

x_i	Erro (Runge-Kutta)	Erro (Euler Modificado)	Erro (Euler)
0	0	0	0
0.5	0.000603	0.0309546	0.15414
1	0.000598	0.0312603	0.131763
1.5	0.00048	0.0254832	0.091205
2	0.000349	0.0186754	0.056462
2.5	0.000231	0.0123574	0.030676

Vale ser ressaltado que para um menor passo, um menor erro absoluto será obtido. O passo neste exemplo foi escolhido com o intuito de gerar uma melhor visibilidade na precisão dos métodos numéricos apresentados.

5.1.5 Aplicação dos métodos para equações diferenciais ordinárias de ordem superior

Como foi visto no Capítulo 3, a equação de movimento é uma equação ordinária de segunda ordem, portanto, deverá ser feito um passo a mais para que os métodos numéricos apresentados possam ser utilizados.

De uma maneira geral, uma EDO de segunda ordem pode ser escrita da seguinte forma

$$\frac{d^2y}{dx^2} = f\left(x, y, \frac{dy}{dx}\right) \quad (5.14)$$

Onde x é uma variável independente, enquanto y é dependente, ao longo do domínio $[a, b]$. Aqui são necessárias duas condições iniciais, uma para y e outra para dy/dx para x no ponto a , para que o problema possa ser classificado como um problema de valor inicial (PVI) (GILAT; SUBRAMANIAM, 2008).

Para que este tipo de EDO de segundo grau possa ser resolvida numericamente utilizando os métodos apresentados, é necessário a criação de uma nova variável de estado dependente, para que o problema possa ser dividido em um sistema de duas EDOs de primeira ordem (GILAT; SUBRAMANIAM, 2008).

Portanto, com a introdução da variável dependente z , podemos escrever

$$z = \frac{dy}{dx} \quad (5.15)$$

Logo,

$$\frac{dz}{dx} = \frac{d^2y}{dx^2} \quad (5.16)$$

Com essas informações, podemos escrever a EDO de segunda ordem, em conjunto com a condições iniciais, conforme é apresentado a seguir.

$$\begin{cases} \frac{dy}{dx} = z = g(x, y, z) \\ y(\mathbf{a}) = A \end{cases} \quad (5.17)$$

e

$$\begin{cases} \frac{dz}{dx} = f(x, y, z) \\ z(\mathbf{a}) = B \end{cases} \quad (5.18)$$

Dessa forma, o problema pode ser resolvido numericamente utilizando qualquer um dos três métodos apresentados. Portanto, através método de Runge-Kutta, este que será utilizado para resolver a equação de movimento apresentada no Capítulo 3 devido a sua maior precisão, a solução numérica do problema pode ser escrita como:

$$y_{i+1} = y_i + \frac{h}{6} (K_{1y} + 2K_{2y} + 2K_{3y} + K_{4y}) \quad (5.19)$$

e

$$z_{i+1} = z_i + \frac{h}{6} (K_{1z} + 2K_{2z} + 2K_{3z} + K_{4z}) \quad (5.20)$$

onde

$$\begin{aligned} K_{1y} &= g(x_i, y_i, z_i) \\ K_{1z} &= f(x_i, y_i, z_i) \\ K_{2y} &= g\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}hK_{1y}, z_i + \frac{1}{2}hK_{1z}\right) \\ K_{2z} &= f\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}hK_{1y}, z_i + \frac{1}{2}hK_{1z}\right) \\ K_{3y} &= g\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}hK_{2y}, z_i + \frac{1}{2}hK_{2z}\right) \\ K_{3z} &= f\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}hK_{2y}, z_i + \frac{1}{2}hK_{2z}\right) \\ K_{4y} &= g(x_i + h, y_i + hK_{3y}, z_i + hK_{3z}) \\ K_{4z} &= f(x_i + h, y_i + hK_{3y}, z_i + hK_{3z}) \end{aligned} \quad (5.21)$$

6 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos, sendo estes separados em duas partes principais: resultados dinâmicos e fadiga. No primeiro, é analisado o comportamento da velocidade angular e a torção presente no modelo apresentado no Capítulo 3, quando exposto ao fenômeno de *stick-slip*. Já nos resultados de fadiga, é visto o número de ciclos até a falha da coluna de perfuração, assim como o tempo de operação até a falha, em função da velocidade nominal do sistema de rotação e peso sobre a broca. Todos os gráficos dos resultados obtidos foram feitos pelo programa Wolfram Mathematica Student Edition.

6.1 RESULTADOS DINÂMICOS

Para a obtenção dos resultados dinâmicos, a solução da equação de movimento (3.1) deve ser obtida através de métodos numéricos, já que a presença da interação não-linear entre broca-rocha na equação de movimento impossibilita a aquisição da solução analítica da mesma. O método escolhido foi o de Runge-Kutta, este que apresentou uma melhor precisão, como foi visto no Capítulo 5.

$$I\ddot{\theta} + k(\theta - \omega_{ref}t) + c\dot{\theta} = T_{bit} \quad (3.1)$$

A equação do torque gerado pela interação broca-rocha (T_{bit}) utilizada será a equação de quatro parâmetros (3.18) apresentada e calibrada por Ritto e Ghandchi-Tehrani (2019).

$$T_{bit}(\dot{\theta}) = b_0 \left(\tanh(b_1\dot{\theta}) + \frac{b_2\dot{\theta}}{1 + b_3\dot{\theta}^2} \right) \quad (3.18)$$

onde $b_0=5671$, $b_1=0.4775$, $b_2=8.7854$, $b_3=4.5595$, para peso sobre a broca igual a 245kN. O T_{bit} foi assumido como linear em relação ao peso sobre a broca.

As dimensões utilizadas foram as mesmas apresentadas em Ritto *et al.* (2017), porém, foi considerado que a coluna de perfuração possui um diâmetro constante, não havendo diferença destes valores entre os tubos de perfuração é o BHA. Dessa forma,

as dimensões da coluna de perfuração são as mesmas dimensões dos tubos de perfuração, conforme indicado na Tabela 3.

Tabela 3 - Dimensões da coluna de perfuração utilizadas para as simulações numéricas.

Coluna de Perfuração	
Comprimento (m)	4733.6
Raio interno (m)	0.0595
Raio externo (m)	0.07

O material utilizado foi a liga de alumínio 2024 T4. Suas propriedades físicas e mecânicas estão listadas na Tabela 4.

Tabela 4 - Propriedades físicas e mecânicas da liga de alumínio 2024 T4 (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009b; HIBBELER, 2015).

Material	Al 2024 T4
Densidade (kg/m ³)	2780
Módulo de Elasticidade (GPa)	70
Resistência ao escoamento (MPa)	304
Resistência à ruptura (MPa)	476
Coefficiente de Poisson	0.35

O valor do módulo de cisalhamento pode ser calculado pela equação a seguir.

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} = \frac{70}{2(1 + 0.35)} = 25.9 \text{ GPa} \quad (6.1)$$

onde E é o módulo de elasticidade e ν o coeficiente de Poisson

Com estes dados é possível realizar as simulações numéricas para o comportamento dinâmico da coluna de perfuração, quando exposta ao fenômeno de *stick-slip*. O comportamento da velocidade angular pode ser observado na Figura 19, onde a velocidade do sistema de rotação é igual a 15 rad/s e o peso sobre a broca igual a 250kN.

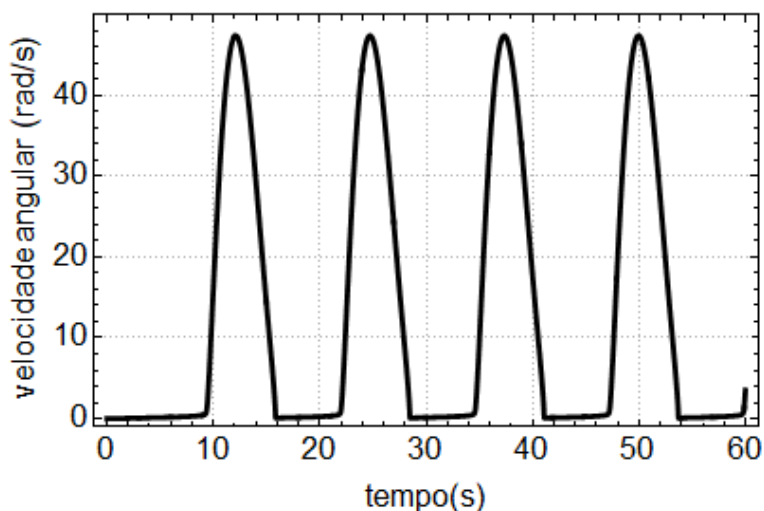


Figura 19 - Velocidade angular da coluna de perfuração para ω_{ref} igual a 15 rad/s e peso sobre a broca igual a 250kN.

Pode ser observado na Figura 19 a presença do fenômeno de *stick-slip* no processo de perfuração no intervalo de 0 até, aproximadamente, 10 segundos, onde a broca permanece estacionária, já que a velocidade angular permanece igual a zero, o que caracteriza a fase de aderência do fenômeno. Já na fase de deslizamento, a velocidade angular alcança um valor maior do que velocidade nominal do sistema de rotação (ω_{ref}), ultrapassando o valor de 40 rad/s.

Na Figura 20 é observado o comportamento da velocidade angular para diferentes valores de velocidade, mantendo o mesmo peso sobre a broca de 250kN.

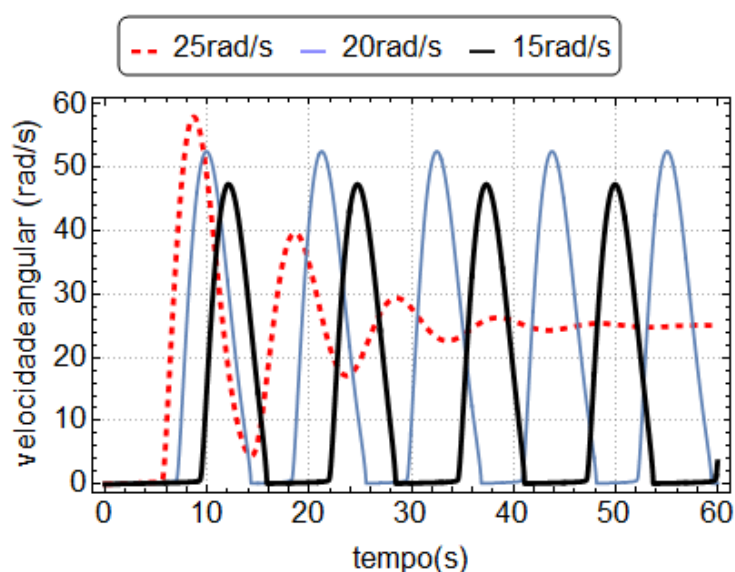


Figura 20 - Velocidade angular da coluna de perfuração para diferentes valores de ω_{ref} .

Para peso sobre a broca igual a 250kN e ω_{ref} igual a 25 rad/s, o sistema consegue escapar do fenômeno de *stick-slip*. É observado uma pequena oscilação no início do intervalo de tempo, porém, devido a uma energia cinética maior, a coluna de perfuração não entra na fase de aderência e consegue rotacionar na velocidade angular nominal do sistema. Já para um valor de ω_{ref} igual a 20 rad/s, o sistema não consegue escapar do fenômeno e entra na fase de aderência. Além disso é observado uma maior oscilação da velocidade angular da coluna, ultrapassando o valor de 50 rad/s, quando comparado com o valor de ω_{ref} igual a 15 rad/s.

Esta mesma análise pode ser feita para o peso sobre a broca, que pode ser observada na Figura 21.

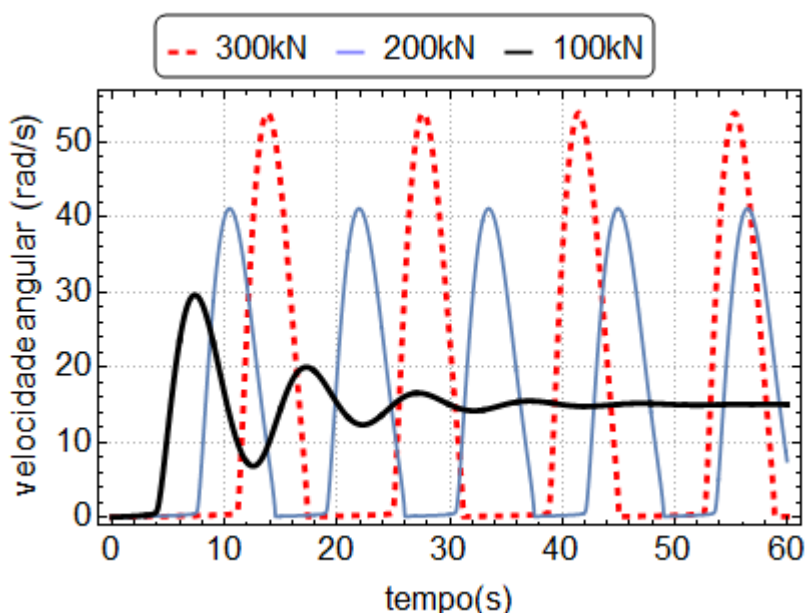


Figura 21 - Velocidade angular da coluna de perfuração para ω_{ref} igual a 15rad/s e diferentes valores de peso sobre a broca.

Como pode ser visto na Figura 21, o peso sobre a broca possui grande influência na ocorrência do fenômeno de *stick-slip* e na severidade do mesmo. Para uma mesma velocidade do sistema de rotação, neste caso igual a 15 rad/s, o fenômeno não ocorre para um peso igual a 100kN, enquanto que para 200kN o fenômeno ocorre e para 300kN a severidade do fenômeno aumenta, já que há uma maior oscilação da velocidade angular. Também é observado um maior intervalo de tempo na fase de aderência para valores mais altos de peso sobre a broca.

Para o cálculo da torção presente na coluna de perfuração, é considerado, primeiramente, que a coluna é um corpo flexível onde a sua posição angular na sua extremidade superior se iguala a posição angular imposta pelo sistema de rotação, ou seja

$$\theta_{sup}(t) = \omega_{ref}t \quad (6.2)$$

Já na extremidade inferior da coluna de perfuração, a posição angular (θ) é obtida pela solução numérica da equação de movimento (3.1). Com esta diferença entre a posição angular da coluna na extremidade superior e inferior, a tensão de cisalhamento por causa da torção pode ser calculada por

$$\tau = G \frac{\partial \theta}{\partial x} = G \frac{\Delta \theta}{L} = G \frac{(\omega_{ref}t - \theta)}{L} \quad (6.3)$$

Portanto, o comportamento da tensão de cisalhamento na coluna de perfuração ao longo do tempo pode ser observado na Figura 22.

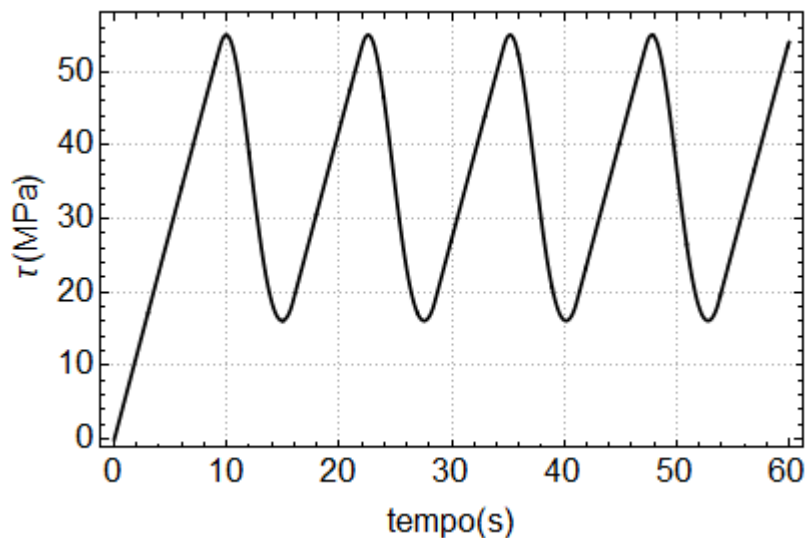


Figura 22 - Tensão de cisalhamento (MPa) na coluna para ω_{ref} igual a 15 rad/s e peso sobre a broca igual a 250kN.

A mesma análise sobre a influência da velocidade nominal do sistema de rotação (ω_{ref}) e peso sobre a broca pode ser feita para o caso da tensão de cisalhamento. O comportamento da tensão em função destes parâmetros pode ser observado nas Figuras 23 e 24.

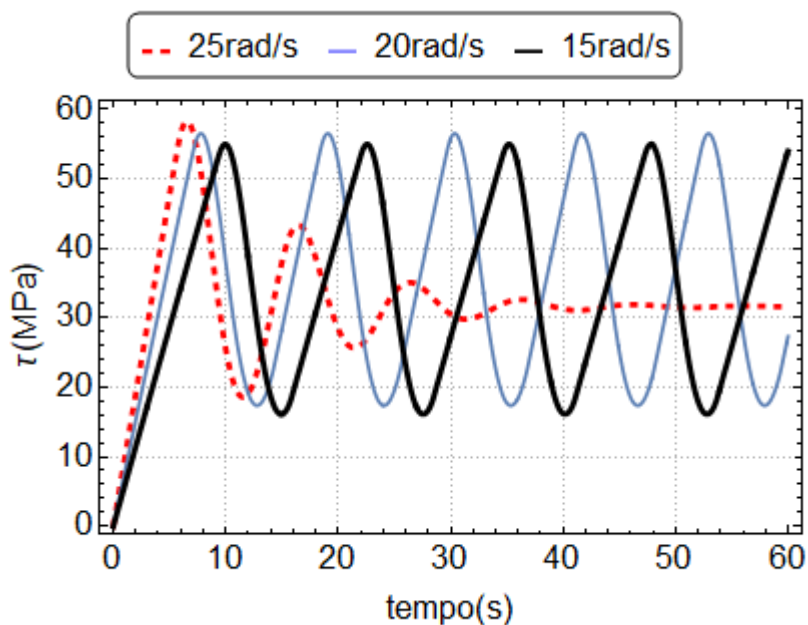


Figura 23 - Tensão de cisalhamento na coluna de perfuração para diferentes valores de ω_{ref} e peso sobre a broca igual a 250kN.

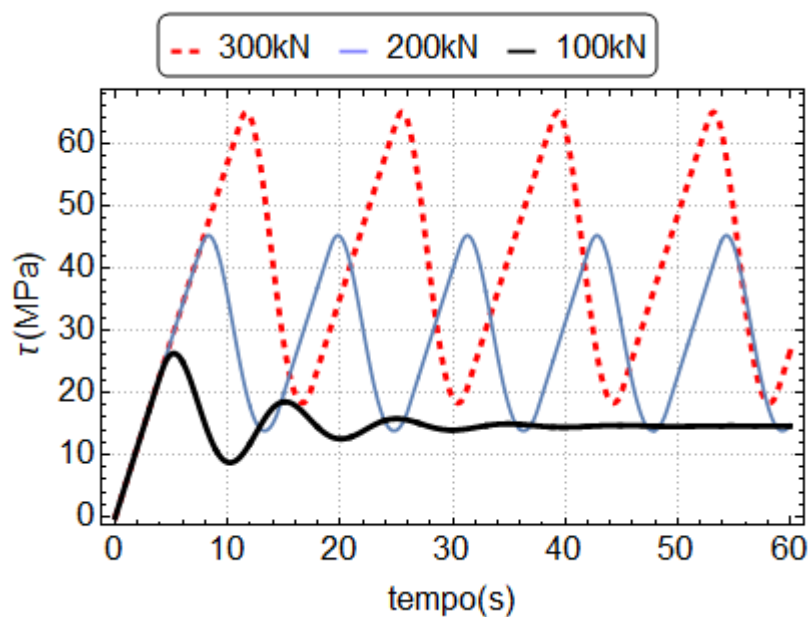


Figura 24 - Tensão de cisalhamento na coluna de perfuração para ω_{ref} igual a 15rad/s e diferentes valores de peso sobre a broca.

Nas Figuras 23 e 24 é possível observar que para os valores de velocidade angular do sistema de rotação e peso sobre a broca em que não ocorrem *stick-slip*, vistos nas Figuras 20 e 21, a tensão de cisalhamento sofre uma oscilação nos primeiros segundos do intervalo e, com o passar do tempo, a mesma diminui até chegar num valor constante, onde, assim, a coluna de perfuração terá vida infinita à

fadiga. Já para os casos em que o fenômeno ocorre, observa-se a oscilação da tensão ao longo de todo o intervalo avaliado. Além disso, o peso sobre a broca possui maior influência no valor da tensão do que a velocidade angular do sistema de rotação.

6.2 RESULTADOS DA FADIGA

Nesta seção são apresentados os resultados do número de ciclos até a falha, assim como o tempo de operação, em função da velocidade do sistema de rotação e peso sobre a broca, já que foi demonstrado que a torção oscila ao longo do tempo quando o sistema está submetido ao fenômeno de *stick-slip*. Para isso, primeiramente são calculados os valores dos fatores de redução da resistência a fadiga.

Para o cálculo do fator de acabamento superficial (k_a) será considerado que os tubos de perfuração são fabricados pela laminação a quente, o que resulta num k_a igual a

$$k_a = 56.1(476)^{-0.719} = 0.67 \quad (6.4)$$

Como visto no Capítulo 4, para diâmetros maiores que 80mm, o valor do fator de tamanho (k_b) varia de 0.75 a 0.6. Como o diâmetro externo da coluna de perfuração é igual a 140mm, neste trabalho será assumido como 0.6 o valor de k_b , visto que é o valor mais conservador.

Já para o fator de carregamento (k_c), o valor será igual a 1, visto que a coluna sofre apenas, neste caso, torção de maneira alternada.

Como já visto no Capítulo 4, o valor do fator de fretagem (k_f) é difícil de ser determinado, sendo recomendado utilizar um valor entre 0.25 e 0.7. Portanto, neste trabalho será utilizado um valor intermediário igual a 0.5.

Utilizando as equações (4.1) e (4.5), os valores de B e C podem ser calculados como apresentado a seguir.

$$B = \frac{\text{Log} \left[\frac{10^3}{5 \times 10^8} \right]}{\text{Log}[(S_l)/(S_f)]} \quad (6.5)$$

$$C = 10^3(S_f)^B \quad (6.6)$$

Segundo o critério de Goodman, pode-se escrever

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_r} = 1 \rightarrow S_f = \frac{\sigma_a}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{S_r}\right)} \quad (6.7)$$

e, através da equação (4.1)

$$NS_f^B = C \rightarrow N = CS_f^{-B} \quad (6.8)$$

Portanto, a influência da tensão média pode ser incluída nos cálculos através da seguinte equação.

$$N = C \left(\frac{\sigma_a}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{S_r} \right)} \right)^{-B} \quad (6.9)$$

Apesar da diferença de diâmetro entre os tubos de perfuração e o BHA não ter sido considerado no modelo dinâmico, aqui esta diferença será considerada, já que a mesma pode resultar em um concentrador de tensões. Este concentrador de tensões é apresentado na Figura 25. Segundo Castro e Meggiolaro (2009a) o valor de K_t , para este caso, pode ser calculado através da seguinte equação.

$$\begin{aligned} K_t = & \left(0.953 + 0.68\sqrt{(H/r)} - 0.053 H/r \right) \\ & + \left[\left(-0.493 - 1.820\sqrt{(H/r)} + 0.517 H/r \right) (2 H/D) \right] \\ & + \left[\left(1.621 + 0.908\sqrt{(H/r)} - 0.529 H/r \right) (2 H/D)^2 \right] \\ & + \left[\left(-1.081 + 0.232\sqrt{(H/r)} + 0.065 H/r \right) (2 H/D)^3 \right] \end{aligned} \quad (6.10)$$

onde $H = (D - d)/2$ e $0.25 \leq H/r \leq 4.0$.

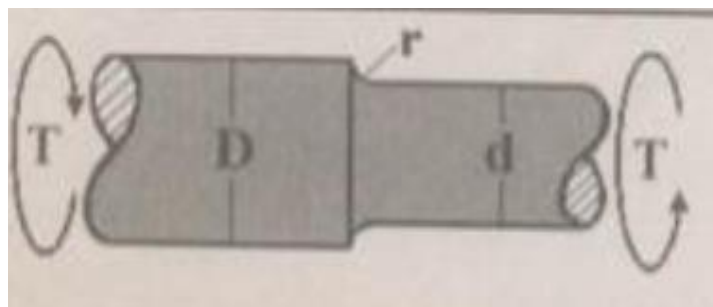


Figura 25 - Eixo circular (D) filetado com diâmetro menor (d) e raio de adocçamento r (CASTRO; MEGGIOLARO, 2009a).

Para o cálculo de K_t , D é o valor do diâmetro externo do BHA e d o valor do diâmetro externo dos tubos de perfuração, estes que podem ser vistos na Tabela 1.

Segundo Norton (2013), materiais dúcteis possuem baixa sensibilidade ao entalhe. Dessa forma, como o material da coluna de perfuração é uma liga de alumínio, o valor do raio de adoçamento terá baixa influência no cálculo de K_f . Os valores de K_f para diferentes valores de r podem ser vistos na Tabela 5.

Tabela 5 - Valores de K_f para diferentes valores de H/r .

H/r	Fator de concentração de tensão de fadiga (K_f)
0.25	1.01093
1	1.00753
4	1.0043

Com o valor de K_f , o valor da tensão de cisalhamento na presença do entalhe pode ser calculado.

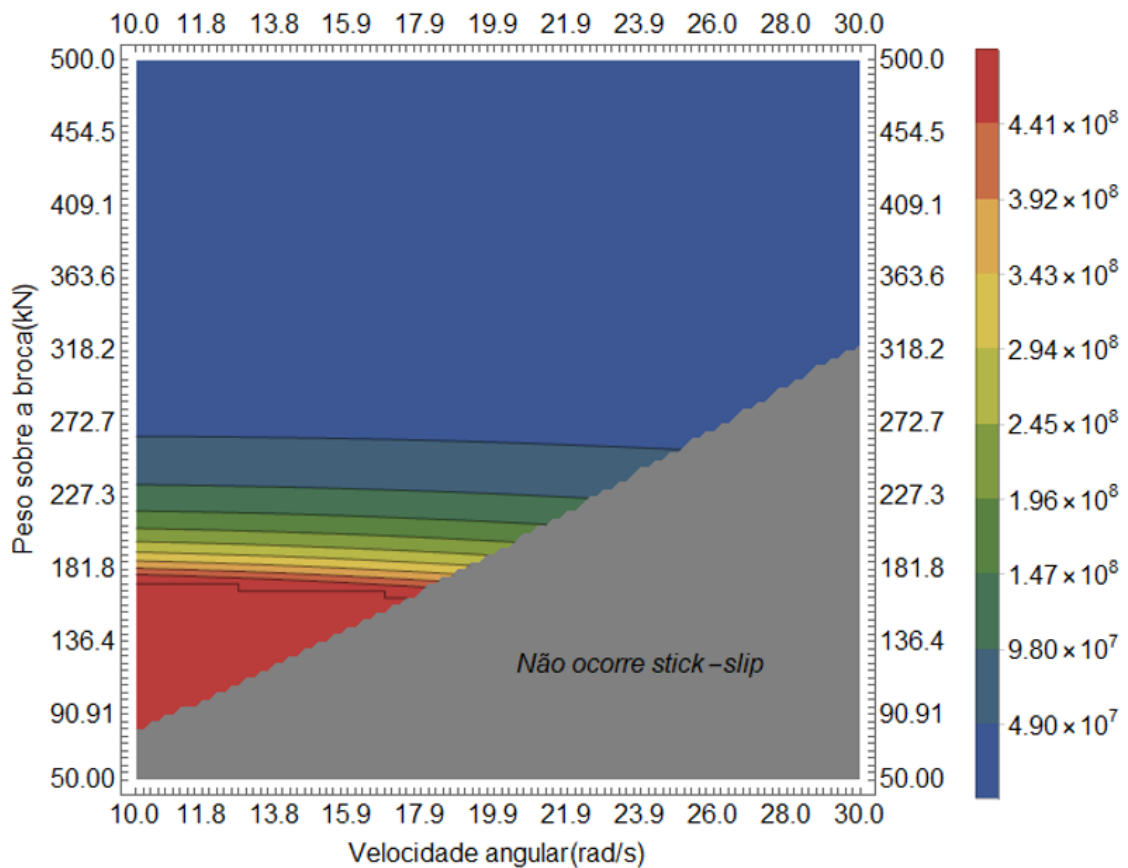


Figura 26 - Número de ciclos até a falha utilizando o critério de Goodman e $r = H$.

Na Figura 26 é avaliada a influência da velocidade angular do sistema de rotação e peso sobre a broca no número de ciclos até a falha. Os intervalos avaliados da velocidade (10rad/s a 30rad/s) e peso sobre a broca (50kN a 500kN) foram divididos em 100 pontos, nos quais foram feitas as simulações numéricas da equação de movimento utilizando o Runge-Kutta de quarta ordem, onde foram obtidas as tensões de cisalhamento de amplitude e média, as quais foram utilizadas para o cálculo das tensões equivalentes de von Mises, estas que foram utilizadas na equação (6.9), para o cálculo do número de ciclos até a falha.

Pode ser observado na Figura 26 que o peso sobre a broca tem uma maior influência na vida em fadiga da coluna de perfuração do que a velocidade angular imposta pelo sistema de rotação. Também pode ser observado a presença ou a ausência do fenômeno de *stick-slip*, através da área cinza.

Na Figura 27, é apresentado o tempo de operação em horas até a falha em função das variáveis operacionais, sendo esta mais apropriada para os operadores do processo de perfuração e, da mesma forma que a figura anterior, pode ser observada a ocorrência ou não do fenômeno de *stick-slip*.

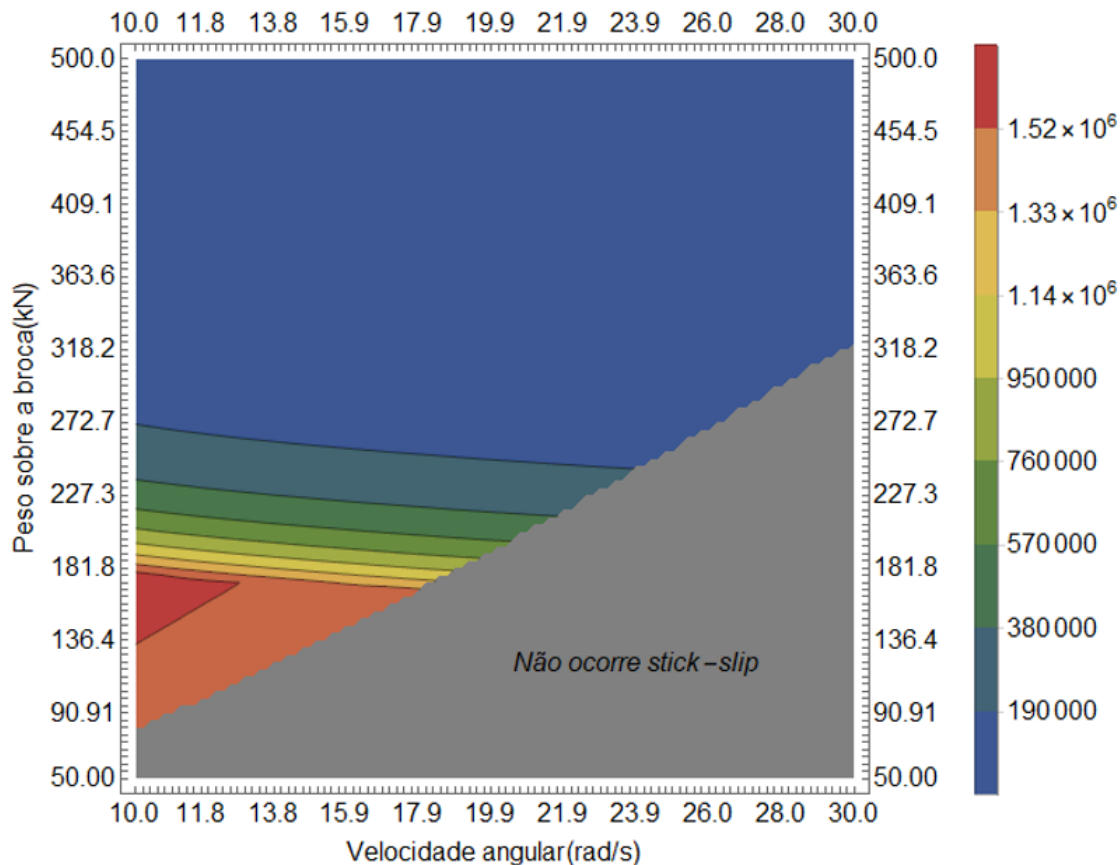


Figura 27 - Tempo de operação em horas até a falha utilizando o critério de Goodman e $r=H$.

Assim como é visto na Figura 26, na Figura 27 pode ser constatado que o peso tem uma maior influência no resultado, com uma pequena influência da velocidade angular. Maiores velocidades angulares diminuem o período de oscilações de tensão, o que resultam em um menor tempo de operação.

7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho estudou-se o comportamento da coluna de perfuração quando submetida ao fenômeno de *stick-slip*, este que é responsável por oscilações torcionais no processo de perfuração e é causado devido a interação não-linear entre a broca e a formação rochosa.

Foi apresentado um modelo de um grau de liberdade. Neste foi considerado que a coluna de perfuração possui os diâmetros externo e interno constantes e que é constituída do mesmo material. Além disso, a equação de torque gerado pela interação broca-rocha é incluída, esta que é uma superposição de modelos de atrito já conhecidos na engenharia. A inclusão desta faz com que os resultados apresentem fases em que a broca permaneça estacionária por um período de tempo e fases em que a velocidade angular ultrapasse a velocidade nominal do sistema de rotação.

Análises da influência de variáveis operacionais foram feitas neste trabalho, sendo estas a velocidade angular do sistema de rotação e peso sobre a broca. Foi demonstrado que o fenômeno de *stick-slip* é mais provável de acontecer para valores menores de velocidade angular e para valores maiores de peso sobre a broca. Para maiores velocidades, a broca não entra na fase de aderência do fenômeno devido a sua maior energia cinética, enquanto que, para menores valores de peso sobre a broca resultam em menores valores de atrito gerado pela interação entre a broca e a rocha, o que resulta a não entrada na fase de aderência.

Na análise de fadiga, foi calculado o fator de concentrador de tensão de fadiga e foi demonstrado que a coluna sofre pouca influência do raio de entalhe presente devido a mudança de diâmetro entre os tubos de perfuração e BHA. Isto acontece devido à alta ductilidade da liga de alumínio, este que é o material considerado por compor a coluna de perfuração.

O critério de Goodman foi utilizado para incluir a influência da tensão média para o cálculo do número de ciclos até a falha por fadiga por possuir um comportamento mais conservador e foi demonstrado que o peso sobre a broca possui uma maior influência do que a velocidade angular imposta pelo sistema de rotação. Maiores valores de peso sobre a broca resultam numa menor vida em fadiga.

Também foi apresentado o tempo de operação até a falha em função das variáveis operacionais, sendo este cálculo mais propício para os operadores do processo de perfuração de poços. Para isso, foi calculado o período das tensões

cíclicas e este valor foi multiplicado pelo número de ciclos até a falha. O peso sobre a broca possui, também, uma maior influência no tempo de operação até a falha.

Como sugestão para trabalhos futuros, outros modos de vibrações podem ser incluídos nas análises dinâmicas e de fadiga, já que maiores valores de velocidade e menores valores de peso sobre a broca, que são ideais para a não ocorrência do fenômeno de *stick-slip*, podem ser inadequados para oscilações laterais e/ou axiais.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BOYCE, W. E.; DIPRIMA, R. C. **Equações Diferenciais Elementares e Problemas de Valores de Contorno**. 9. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2010.

CASTRO, J. T. P.; MEGGIOLARO, M. A. **Fadiga - Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural sob Cargas Reais de Serviço, Volume I: Iniciação de Trincas**. 1. ed. Scotts Valley: CreateSpace, 2009a.

CASTRO, J. T. P.; MEGGIOLARO, M. A. **Fadiga - Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural sob Cargas Reais de Serviço: Volume II - Propagação de Trincas, Efeitos Térmicos e Estocásticos**. 1. ed. Scotts Valley: CreateSpace, 2009b.

COELHO, A. P. A. Identificação dos impactos ambientais da cadeia de produção energética a partir de derivados de petróleo. **XIX SNPTEE – Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica**. Rio de Janeiro, 2007.

CORREIA, M. D. **Modelagem de robôs moveis com rodas omnidirecionais incluindo modelos estáticos de atrito**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2012.

DOWLING, N.E.; SIVA PRASAD, K.; NARAYANASAMY, R. **Mechanical behavior of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue**. 4. ed., Boston: Pearson, 2013.

FAGAN, A. **An introduction to the petroleum industry**. Department of Mines and Energy, Government of New Found land and Labrador, Canada, 1991.

GARCIA, Amauri; SPIN, Jaime A.; SANTOS, Carlos A. dos. **Ensaio dos materiais**. 2.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

GILAT, A.; SUBRAMANIAM, V. **Métodos numéricos para engenheiros e cientistas: uma introdução com aplicações usando o MATLAB**. Porto Alegre: Bookman, 2008.

GREGO, P. **Dinâmica de um autotensionador mecânico sujeito ao atrito seco**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2015.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 7.ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2015.

JANSEN, J. D. **Nonlinear dynamics of oilwell drillstrings**. Delft University Press, The Netherlands, 1993.

KREUZER, E.; STEIDL, M. Controlling torsional vibrations of drill strings via decomposition of traveling waves. **Archive of Applied Mechanics**, Springer, v. 82, n. 4, p. 515–531, 2012.

MACDONALD, K.; BJUNE, J. Failure analysis of drillstrings. **Engineering Failure Analysis**, Elsevier, v. 14, n. 8, p. 1641–1666, 2007.

MADHUKAR, S.; REDDY, B. R. H.; KUMAR, G. A.; NAIK, R. P. A Study on improvement of fatigue life of materials by surface coatings. **International Journal of Current Engineering and Technology**, v.8, n.1, p. 5-9, 2018.

MÁRTON, L.; LANTOS, B. Control of mechanical systems with stribeck friction and backlash. **Systems & Control Letters**, Elsevier, v. 58, n. 2, p. 141–147, 2009.

MEDEIROS, P. E. **Controle inteligente de oscilações *stick-slip* em colunas de perfuração de poços de petróleo utilizando aprendizagem de máquina**. 2020. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2020.

NETO, C. R. DE O.; LIMA, E. C. DE. Novas perspectivas de desenvolvimento: uma análise da energia eólica no Brasil. **Revista Grifos**, v. 25, n. 41, p. 304-324, 2017.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PLÁCIDO, J. C. R. *et al.* Fatigue analysis of aluminum drill pipes. **Materials Research**, v. 8, n. 4, p. 409-415, 2005.

PUEBLA, H.; ALVAREZ-RAMIREZ, J. Suppression of stick-slip in drillstrings: A control approach based on modeling error compensation. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 310, n. 4-5, p. 881–901, 2008.

RANGEL, N. S. **Gerenciamento de resíduos da perfuração de poços de petróleo e gás offshore: Fluidos E Cascalhos De Perfuração**. Monografia (Curso de Especialização em Engenharia de Campo) - Universidade Federal Do Espírito Santo, Vitória, 2015.

REAL, F. F. **Modeling and experimental identification of drill string torsional dynamics under uncertainties**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2018.

RITTO, T. G.; GHANDCHI-TEHRANI, M. Active control of stick-slip torsional vibrations in drill-strings. **Journal of Vibration and Control**, SAGE journals, v. 25, n. 1, p. 194–202, 2019.

RITTO, T.; AGUIAR, R.; HBAIEB, S. Validation of a drill string dynamical model and torsional stability. **Meccanica**, Springer, v. 52, n. 11-12, p. 2959–2967, 2017.

SILVA, N. de S. da. **Avaliação Numérico-Experimental De Modelos Analíticos Para Previsão De Fadiga Multiaxial De Tubos De Perfuração De Poços De Petróleo**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Oceânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2008.

SILVEIRA, M.; WIERCIGROCH, M. Low dimensional models for stick-slip vibration of drill-strings. **Journal of Physics: Conference Series**. 181. 012056, 2009.

THOMAS, J. E. *et al.*; **Fundamentos de Engenharia do Petróleo**. Rio de Janeiro: Interciência, 2001.