

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ALAGOAS
CENTRO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA CIVIL

FRANCISCO DE ASSIS VIANA BINAS JÚNIOR

**MODELOS DE TRAJETÓRIA E DE TORQUE E ARRASTE APLICADOS À
ANÁLISE DE DESGASTE EM REVESTIMENTOS DE POÇOS**

Maceió-AL

2020

FRANCISCO DE ASSIS VIANA BINAS JÚNIOR

**MODELOS DE TRAJETÓRIA E DE TORQUE E ARRASTE APLICADOS À
ANÁLISE DE DESGASTE EM REVESTIMENTOS DE POÇOS**

Texto de Exame de Dissertação apresentado como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Civil pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil do Centro de Tecnologia da Universidade Federal de Alagoas.

Orientador: Eduardo Toledo de Lima Junior

Maceió-AL

2020

Catlogação na fonte
Universidade Federal de Alagoas
Biblioteca Central
Divisão de Tratamento Técnico
Bibliotecária: Taciana Sousa dos Santos – CRB-4 – 2062

B612m Binas Júnior, Francisco de Assis Viana.
Modelos de trajetória e de torque e arraste aplicados à análise de desgaste em revestimentos de poços / Francisco de Assis Viana Binas Júnior. – 2020.
100 f. : il., figs. e tabs. color.

Orientador: Eduardo Toledo de Lima Junior.
Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Universidade Federal de Alagoas. Centro de Tecnologia. Maceió, 2021.

Bibliografia: f. 96-99.
Apêndice: f. 100.

1. Perfuração de poços. 2. Desgaste mecânico. 3. Revestimento de poços de petróleo. 4. Torque e arraste. I. Título.

CDU: 624: 622.276

AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha mãe Maria Gorett, por ter se dedicado em me proporcionar um ensino de qualidade, com orientações que moldaram a minha maneira de pensar e me tornaram quem sou.

Agradeço ao meu orientador, Eduardo Toledo, por todos os conselhos, pela paciência e ajuda nesse período.

Aos professores João Carlos Ribeiro Plácido e João Paulo Lima Santos pelas valiosas contribuições dadas no exame de qualificação.

Aos colegas da graduação Alan Barbosa, Pedro Tiago e Wallison Venâncio pelo companheirismo, saibam que sempre serão lembrados.

Aos colegas de pós graduação Jéssica Pontes, Lucas da Mata, Lucas Muniz, Luís Philipe, Weverton Marques, pelas discussões sobre os mais variados temas.

A todos os professores que diretamente ou indiretamente contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Laboratório de Computação Científica e Visualização LCCV, pela infraestrutura fornecida, pelos diversos funcionários que se encontram sempre à disposição quando procurados, pelo ótimo ambiente gerado de modo a facilitar a interação entre os alunos e professores. À PETROBRAS, pelo suporte financeiro, através do projeto de pesquisa, desenvolvimento e inovação identificado pelo número ANP 20401-6, bem como ao engenheiro do CENPES, Joseir Percy, pelas valiosas sugestões.

Aos colegas do LCCV Daniel Pimentel, Diego Ferreira, Emerson Acácio, Felipe Pedrosa, Gustavo Teixeira, Heleno Pontes, Josué Domingos, Lucas Gouveia, Marcos Lima, Roseane Tavares e Teófanés Vitor.

Por fim, sou grato a todos que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

RESUMO

BINAS JÚNIOR, Francisco de Assis Viana. **Modelos de trajetória e de torque e arraste aplicados à análise de desgaste em revestimentos de poços**. 2020. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Centro de Tecnologia, Universidade Federal de Alagoas, Maceió, 2020.

Durante a perfuração de poços de petróleo a coluna de perfuração pode entrar em contato com a região interna do sistema de revestimento, gerando forças laterais que, em conjunto com a rotação da coluna, provocam a remoção de material. Elevados valores de desgaste provocam a redução da resistência mecânica do revestimento, podendo comprometer a integridade do poço. Portanto, neste trabalho, desenvolve-se a implementação e análise comparativa entre metodologias de avaliação do desgaste mecânico em tubos de revestimento, contemplando modelos para previsão de trajetória, cálculo de forças laterais, e de volume de aço removido. Para quantificação das forças laterais, faz-se a modelagem do torque e arraste, por meio dos modelos soft-string e stiff-string. Este último difere do soft-string por considerar efeitos relativos à rigidez da coluna, além de incorporar à formulação o ângulo de contato. Para aplicação do modelo stiff-string é necessário o uso de um modelo de trajetória que forneça parâmetros como curvatura e torção, para isso utiliza-se um modelo baseado em splines cúbicas. O modelo de splines é então comparado com o modelo mínimo raio de curvatura, amplamente empregado pela indústria. No trabalho evidencia-se que o modelo baseado em splines fornece uma curvatura suave e torção não nula, analisando-se também a influência do espaçamento entre os pontos de medição na precisão dos modelos de trajetória. Por fim, desenvolve-se um estudo de caso completo, permitindo concluir que a utilização da modelagem stiff-string pode reduzir o desgaste previsto no revestimento, por sua distribuição em função do ângulo de contato.

Palavras-chaves: Perfuração. Integridade de poço. Stiff-string. Splines cúbicas.

ABSTRACT

BINAS JÚNIOR, Francisco de Assis Viana. **Trajectory and torque & drag models applied to casing wear analysis**. 2020. Dissertation (Master of Civil Engineering) – Technology Center, Federal University of Alagoas, Maceió, 2020.

In the drilling stage of oil and gas wells, the drilling column can come into contact with the casing strings, generating lateral forces that, associated to the rotation of the drillstring, cause the removal of material from the inner wall of the tubulars. High casing wear values induce a reduction in mechanical strength of casing string and may compromise the well integrity. This work deals to the implementation and comparative analysis between methodologies for casing wear evaluation, comprising models for trajectory planning, lateral forces calculation and wear volume estimate. Torque and drag models are employed to quantify the lateral forces, using the soft-string and stiff-string approaches. The latter differs from the soft-string model by taking into account effects related to the drillstring stiffness, besides inserting the contact angle into the formulation. The stiff-string model depends on directional parameters as torsion and curvature, for which a model based on cubic splines is applied. The spline-based model is then compared with the minimum curvature method, widely employed by industry. The results show that the model based on splines provides smooth curvature and non-zero torsion. The influence of spacing between the survey stations on the accuracy of the trajectory models is also analyzed. Finally, a complete case study is developed, allowing to conclude that the use of stiff-string model can reduce the predicted wear on the casing string, due to its distribution as a function of the contact angle.

Keywords: Drilling. Well integrity. Stiff-string. Cubic splines.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Esquema ilustrativo do sistema de revestimento em um poço de petróleo.	18
Figura 2 – Aplicações para a perfuração direcional.	21
Figura 3 – Sistema de coordenadas de <i>Frenet</i> aplicado no contexto da perfuração de poços.	27
Figura 4 – Projeções no sistema cartesiano.	28
Figura 5 – Representação dos vetores nos pontos de medição 1 e 2.	30
Figura 6 – Projeções da trajetória modelada pelo método mínimo raio de curvatura.	32
Figura 7 – Comparativo da posição norte em função da posição leste.	39
Figura 8 – Comparativo do Afastamento em função da profundidade vertical.	40
Figura 9 – Comparativo do DLS em função da profundidade medida.	40
Figura 10 – Comparativo da posição norte em função da posição leste.	42
Figura 11 – Comparativo do Afastamento em função da profundidade vertical.	42
Figura 12 – Comparativo do DLS em função da profundidade medida.	43
Figura 13 – Comparativo da torção em função da profundidade medida.	43
Figura 14 – Comparativo da curvatura considerando discretização de 51 pontos.	44
Figura 15 – Componentes da coluna de perfuração	45
Figura 16 – Forças de atrito	47
Figura 17 – Comparação do formato da coluna de perfuração em função do modelo de cálculo.	50
Figura 18 – Diagrama de corpo livre do elemento cilíndrico.	52
Figura 19 – Direção da força de contato provocada pela coluna de perfuração à parede do poço.	55
Figura 20 – Forças mecânicas atuantes.	56
Figura 21 – Forças mecânicas atuantes sem a rotação da coluna de perfuração.	58
Figura 22 – Forças mecânicas atuantes com a rotação da coluna de perfuração.	59
Figura 23 – Forças mecânicas atuantes com a rotação da coluna de perfuração.	62
Figura 24 – Força de contato provocada pelos tipos de operação analisados.	63
Figura 25 – Força axial na coluna provocada pelos tipos de operação analisados.	64
Figura 26 – Comparação da força de contato e torque na coluna para os modelos.	65
Figura 27 – Ângulo de contato nos tipos de operação analisados.	66
Figura 28 – Tubo de perfuração apoiado sobre a parede do poço.	69
Figura 29 – Esquema de geração do desgaste provocado pelas <i>tool joints</i>	70
Figura 30 – Geometria do desgaste provocado pela rotação das <i>tool joints</i>	76
Figura 31 – Tubo de perfuração apoiado sobre a parede do poço.	77
Figura 32 – Tubo de perfuração apoiado sobre a parede do poço.	78
Figura 33 – Representação gráfica do fator de correção.	83
Figura 34 – Volume e profundidade do desgaste ao longo do tempo.	84
Figura 35 – Percentual do desgaste para diferentes fatores de desgaste.	84

Figura 36 – Alteração no desgaste com a mudança do diâmetro da <i>tool joint</i>	85
Figura 37 – Alteração no desgaste percentual com a mudança do diâmetro da <i>tool joint</i> . .	86
Figura 38 – Alteração do desgaste com o aumento do diâmetro da <i>tool joint</i>	86
Figura 39 – Alteração do desgaste com a redução do diâmetro da <i>tool joint</i>	87
Figura 40 – Dados direcionais do poço.	88
Figura 41 – Esquema de revestimentos do poço hipotético para análise de desgaste. . . .	89
Figura 42 – Curvatura do poço e força de axial das operações.	90
Figura 43 – Força de contato das operações.	91
Figura 44 – Ângulo de contato em regiões com curvatura alta.	92
Figura 45 – Ângulo de contato em regiões com curvatura baixa.	92
Figura 46 – Maior desgaste previsto ao longo da profundidade do poço.	93
Figura 47 – Diferença entre desgaste múltiplo e concentrado.	94

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Métodos de previsão de trajetória.	23
Tabela 2 – Registros direcionais do estudo de caso.	38
Tabela 3 – Maior erro absoluto encontrado em função da discretização.	44
Tabela 4 – Maior erro relativo encontrado em função da discretização.	44
Tabela 5 – Maior diferença entre os modelos <i>stiff-string</i> e <i>soft-string</i>	64
Tabela 6 – Fator de desgaste associado a protetores do tubo de perfuração (MITCHELL; XIANG, 2012).	80
Tabela 7 – Fator de desgaste associado ao tipo da lama de perfuração (MITCHELL; XIANG, 2012).	80
Tabela 8 – Fator de desgaste associado ao tipo do poço (MITCHELL; XIANG, 2012). .	80
Tabela 9 – Fator de desgaste associado ao material da coluna de revestimento (Para <i>tool joint</i> de material N-80) (HALL JR; MALLOY, 2005).	80
Tabela 10 – Fator de desgaste associado ao material da <i>tool joint</i> (POSS; HALL JR, 1995). .	81
Tabela 11 – Dados das fases do poço.	88
Tabela 12 – Operações previstas para execução da Fase 5.	89
Tabela 13 – Coluna de perfuração fictícia utilizada na Fase 5.	89

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANP	Agência Nacional do Petróleo
MD	Measured Depth
TVD	True Vertical Depth
DLS	Dogleg Severity
MCM	Minimum Curvature Method
ASC	Advanced Spline-Curve
CPT	Contact Pressure Threshold
MEF	Método dos Elementos Finitos
API	American Petroleum Institute

LISTA DE SÍMBOLOS

α	Inclinação ($^{\circ}$)
ϕ	Azimute ($^{\circ}$)
\vec{t}	Vetor tangente
\vec{n}	Vetor normal
\vec{b}	Vetor binormal
\vec{r}	Vetor posição em relação a origem
κ	Curvatura (in^{-1})
τ	Torção geométrica (in^{-1})
\vec{i}_N	Vetor que aponta para o norte
\vec{i}_E	Vetor que aponta para o leste
\vec{i}_Z	Vetor que aponta para o centro terrestre
R	Raio de curvatura
F	Fator de suavização
β	Dogleg ($^{\circ}$)
P_i	Posição cartesiana de um ponto de medição i
ΔN	Varição da posição norte entre dois pontos de medição
ΔE	Varição da posição leste entre dois pontos de medição
ΔTVD	Varição da profundidade vertical entre dois pontos de medição
ΔM	Varição da profundidade medida entre dois pontos de medição
CA, CB, CC, CD	Coeficientes da <i>spline</i> cúbica
\vec{F}	Força interna no elemento
\vec{w}	Força externa no elemento
Δs	Comprimento do elemento
F_a	Força interna na direção axial

F_n	Força interna na direção normal
F_b	Força interna na direção binormal
w_{bp}	Peso do tubo no fluido
w_c	Força de contato entre a coluna de perfuração e a parede do poço
w_d	Força de arraste entre a coluna de perfuração e a parede do poço
w_{st}	Gradiente de forças geradas pela pressão
Δw_{ef}	Forças originadas por padrões de fluxo no anular
w_p	Peso do tubo no ar
ρ_i	Densidade do fluido interno ao tubo
ρ_o	Densidade do fluido externo ao tubo
A_i	Área interna do tubo
A_o	Área externa do tubo
g	Gravidade
F_{st}	Forças de pressão devido ao fluido
p_i	Pressão interna ao tubo
p_o	Pressão externa ao tubo
v_i	Velocidade do fluido interno ao revestimento
v_o	Velocidade do fluido externo ao revestimento
θ	Ângulo de contato entre a coluna e a parede do poço
F_e	Força interna efetiva
\vec{M}	Momento interno no elemento
\vec{m}	Momento externo aplicado sobre o elemento
E	Modulo de elasticidade do elemento
I	Momento de inércia do elemento
M_t	Torque interno axial do elemento
μ_f	Coefficiente de atrito dinâmico

r_o	Raio externo do elemento
v_a	Velocidade axial do elemento
ω	Velocidade angular do elemento
v	Velocidade resultante do elemento
WV	Volume de desgaste (in^3/ft)
C_{wt}	Coefficiente de desgaste de Bradley e Fontenot (1975) ($in^3/lb * ft$)
w_{c_lb}	Força de contato ($lb\,f$)
SD_{ft}	Distância transversal impondo desgaste (ft)
N_t	O número de corridas
E_{tj}	Fração de contato da <i>tool joint</i>
$Prof_t$	Profundidade medida da broca (ft)
$Prof_w$	Profundidade medida no ponto de desgaste (ft)
E_w	Fator de eficiência do desgaste
H	Dureza de <i>Brinell</i> (psi)
SD	Distância de deslizamento (in)
F_f	Força de atrito
w_{c_tj}	Força de contato na <i>tool joint</i> ($lb\,f/ft$)
W_f	Fator de desgaste ($10^{-10}psi^{-1}$)
D_{tj}	Diâmetro externo da <i>tool joint</i> (in)
RPM	Velocidade de rotação (rpm)
t	Tempo da operação (h)
L_{tj}	Comprimento da <i>tool joint</i> (in)
L_{dp}	Comprimento do tubo entre as <i>tool joints</i> (ft)
L_{stk}	Comprimento de um <i>stroke</i> (ft)
t_{stk}	Tempo de um <i>stroke</i> (h)
Wi	Largura do desgaste (in)

h	Profundidade do desgaste (<i>in</i>)
R_{tj}	Raio externo da <i>tool joint</i> (<i>in</i>)
r_c	Raio interno do revestimento (<i>in</i>)
S	Excentricidade da <i>tool joint</i> (<i>in</i>)
θ_c	Ângulo do centro do revestimento à extremidade do desgaste (<i>rad</i>)
θ_{tj}	Ângulo do centro da <i>tool joint</i> à extremidade do desgaste (<i>rad</i>)
A_{wear}	Área do desgaste (<i>in</i> ²)
A_{wear_cri}	Área crítica utilizada no método <i>Blunt wear</i> (<i>in</i> ²)
We_p	Desgaste linear (%)
e_c	Espessura do revestimento (<i>in</i>)
ψ	Trabalho de desgaste (<i>lbf in/ft</i>)
CF	Fator de correção do desgaste
We_f	Desgaste não linear (%)
Aux_i	Variáveis auxiliares

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	Considerações iniciais	17
1.2	Motivação	17
1.3	Objetivos	19
1.4	Estrutura do trabalho	19
2	PLANEJAMENTO E ACOMPANHAMENTO DIRECIONAL	20
2.1	Estudo bibliográfico sobre modelos de planejamento e acompanhamento direcional	23
2.2	Sistema de coordenadas	26
2.3	Previsão da trajetória do poço pelo método mínimo raio de curvatura	29
2.3.1	Interpolação entre os pontos de medição	32
2.4	Previsão da trajetória do poço por meio de <i>splines</i> cúbicas	33
2.5	Efeitos provocados pela tortuosidade do poço	37
2.5.1	Método da onda senoidal	38
2.6	Estudo de caso da aplicação dos modelos de trajetória	38
2.6.1	Exemplo 1	38
2.6.2	Exemplo 2	41
3	MODELAGEM DO TORQUE E ARRASTE	45
3.1	Estudo bibliográfico sobre a modelagem de torque e arraste	46
3.2	Fatores que influenciam o torque e arraste	51
3.3	Modelagem <i>soft-string</i>	51
3.4	Modelagem <i>stiff-string</i>	53
3.4.1	Operações com apenas movimento axial da coluna	57
3.4.2	Operações com apenas rotação da coluna	59
3.4.3	Consideração da curvatura variável e torção não nula	60
3.4.4	Consideração da movimentação axial e rotação combinados	61
3.5	Estudo de caso da aplicação de modelos de torque e arraste	62
4	MODELAGEM DO DESGASTE DO REVESTIMENTO	67
4.1	Estudo bibliográfico sobre modelos de desgaste	68
4.2	Cálculo do volume de desgaste	72
4.3	Cálculo da profundidade do desgaste	74
4.3.1	Caso sem variação do diâmetro das <i>tool joints</i> (<i>single crescent-shaped wear</i>)	75
4.3.2	Caso que diâmetro da <i>tool joint</i> diminui (<i>Sharp crescent-shaped wear</i>)	77
4.3.3	Caso que diâmetro da <i>tool joint</i> aumenta (<i>Blunt crescent-shaped wear</i>)	78

4.4	Fator de desgaste	78
4.4.1	Consideração da não linearidade do fator de desgaste	82
4.5	Estudos de caso da aplicação de modelos de desgaste	83
4.5.1	Evolução do desgaste em um ponto do revestimento	83
4.5.2	Alteração no diâmetro da <i>tool joint</i>	84
5	ESTUDO DE CASO	88
6	CONCLUSÃO	95
6.1	Recomendações para trabalhos futuros	95
	REFERÊNCIAS	97
	APÊNDICE A – PARÂMETROS DE CURVAS NO ESPAÇO	101

1 INTRODUÇÃO

1.1 Considerações iniciais

No cenário atual da sociedade, a importância do petróleo é inquestionável, este material de origem natural, não renovável e de quantidade limitada movimentou a economia e impulsionou o desenvolvimento de diversas regiões. Para o estudo deste material, aloca-se recursos com o intuito de desenvolver tecnologias e equipamentos mais eficazes, permitindo a descoberta de novas jazidas, a extração, o transporte e o refino do petróleo.

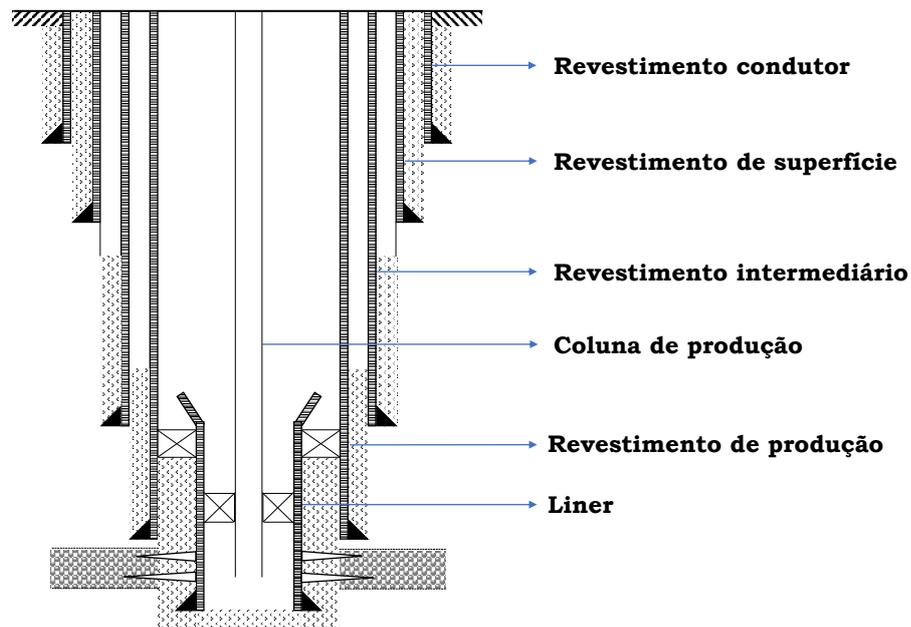
A perfuração direcional é uma especialidade associada à construção de poços de petróleo, a qual, com a demanda por poços cada vez mais complexos, vem sendo amplamente abordada pela indústria e pela academia. Segundo Rocha et al. (2011), com a proposta de aumentar a produtividade do poço e reduzir o impacto ambiental atrelado à sua construção, a perfuração direcional se fazia bastante presente no cenário brasileiro, sendo utilizada em mais de 75 % dos poços perfurados à época. Segundo dados da ANP (Agência Nacional do Petróleo), tal cenário vem mudando, em função da perfuração de poços no pré-sal, elevando o número de poços verticais. Em 2017, por exemplo, os poços verticais representaram 63 % dos poços perfurados. Esse crescimento está associado com o aumento na profundidade perfurada, de modo que manter a verticalidade destes poços em grandes profundidades também não é uma atividade fácil, sendo comum ocorrerem desvios de trajetória.

Os poços de petróleo são construídos por fases, cujos comprimentos dependem principalmente das formações geológicas a serem perfuradas. Ao fim de cada fase, instala-se uma coluna de revestimento, de forma a conferir aos poços um arranjo telescópico constituído por revestimentos e *liners*. O *liner* diferencia-se do revestimento por ser uma coluna curta que é descida e cimentada para revestir apenas a parte inferior do poço, ou seja, a região em poço aberto. Os *liners* são utilizados como uma opção econômica, tendo em vista o alto custo do material do revestimento podendo, também, garantir versatilidade e rapidez ao processo de instalação. Na Figura 1 destaca-se os tipos de revestimento presentes em um poço de petróleo, cada um destes possuindo funções específicas, sendo dotados de características próprias, como diâmetro, espessura, resistência do aço, entre outras.

1.2 Motivação

Na indústria de petróleo, acelerar a produção dos projetos é sinônimo de antecipar a recuperação do capital empregado, o que é crucial para a geração de caixa e o resgate financeiro, motivando o desenvolvimento de aplicações que auxiliem o projetista. No contexto dos projetos desenvolvidos têm-se a análise da integridade do poço, cuja previsão adequada pode aumentar a segurança operacional, sem abrir mão da economicidade.

Figura 1 – Esquema ilustrativo do sistema de revestimento em um poço de petróleo.



Fonte: Autor

O sistema de revestimento do poço de petróleo é responsável por garantir sua integridade estrutural, e possui alto custo associado, de 15 % a 20 % em poços *offshore*, podendo chegar a 50 % em poços *onshore* (THOMAS et al., 2004). Basicamente, o projeto de colunas de revestimento parte do número de fases do poço, de suas profundidades de assentamento, e de uma série de parâmetros referentes às solicitações atuantes e às resistências dos tubulares. Os diversos cenários de carregamento são avaliados ao longo da profundidade, em cada fase do poço, e seus valores são confrontados com as resistências dos tubos candidatos.

Durante a avaliação da integridade mecânica do revestimento são utilizados modelos determinísticos e probabilísticos considerando os Estados Limites Último e de Serviço (ELU/ELS), os quais são apresentados pela API TR 5C3 (2008) e utilizam como um dos principais parâmetros de cálculo a espessura da parede do tubo de revestimento.

A variação de espessura do tubular, associada a imperfeições no processo de manufatura, é regulada por tolerâncias definidas em normas, devido ao controle de qualidade fabril tal variação é desprezível se comparada à provocada pelo desgaste. Quando este tubo é instalado no poço o contato da coluna de perfuração com as partes internas do sistema de revestimento pode provocar a remoção de volume de aço da parede do tubo, reduzindo então sua espessura e, conseqüentemente, a resistência mecânica.

A API RP 96 (2013) recomenda a incorporação dos desgastes previsto e permitido ao projeto de revestimentos, assim como o acompanhamento dos indícios de remoção de aço durante a perfuração do poço, de modo que seja possível avaliar o desgaste ao longo da operação. Além disto, com o intuito de atender ao Regime de Segurança Operacional para Integridade de Poços disposto em ANP (2016), é necessário analisar o desgaste de cada parte e equipamento que

compõe o poço. Para auxiliar neste processo é recomendado o uso de simuladores de desgaste em poços direcionais e em poços verticais com alta tortuosidade, com o intuito de verificar a necessidade do emprego de ações mitigatórias como o uso de protetores de revestimento da coluna de perfuração, o uso de aditivos lubrificantes no fluido de perfuração, o aumento no controle da verticalidade em poços verticais, entre outras. Assim, observa-se que o desgaste mecânico em tubos de revestimento é um problema importante na indústria de óleo e gás, de modo que os estudos e a modelagem deste fenômeno podem servir de base para a tomada de decisão, seja em fase de projeto ou de perfuração.

1.3 Objetivos

O trabalho visa o estudo, implementação e análise comparativa entre metodologias de avaliação do desgaste mecânico em tubos de revestimento, contemplando modelos de cálculo de trajetória, de torque e arraste, e de remoção de aço.

1.4 Estrutura do trabalho

O trabalho está estruturado de acordo com os temas estudados e necessários para a modelagem do desgaste no revestimento.

No capítulo 2 apresenta-se os conceitos básicos para o acompanhamento direcional de um poço, foca-se no método mínimo raio de curvatura e em um método baseado em *splines cúbicas*, apresentando-se exemplos ilustrativos.

No capítulo 3 introduz-se os modelos de quantificação de força de contato e torque e arraste e discute-se os modelos *soft-string* e *stiff-string*. Apresenta-se exemplos ilustrativos para maior entendimento da formulação e distinção entre os modelos.

No capítulo 4 explica-se sobre modelos de remoção de material e consequente quantificação do desgaste em tubos de revestimento, destacando-se a influência do fator de desgaste no resultado.

No capítulo 5 apresenta-se um estudo de caso, aplicando-se as metodologias descritas durante o texto, para realização de comparações.

No capítulo 6 são apresentadas as conclusões obtidas durante o estudo.

2 PLANEJAMENTO E ACOMPANHAMENTO DIRECIONAL

A perfuração direcional é uma técnica que procura desviar, intencionalmente, a trajetória de um poço vertical. O desvio na trajetória permite atingir *objetivos* que não encontram-se diretamente abaixo da sua locação na superfície. A trajetória do poço além de atingir o *objetivo* deve também passar pelas formações determinadas pelas equipes de geologia e perfuração, a fim de permitir a sua exequibilidade. Para um melhor entendimento sobre o que será abordado é importante definir os termos básicos utilizados na área, dentre eles destacam-se:

- objetivo: Ponto no espaço que o poço deve atingir, que geralmente é definido pelo geólogo ou pelo engenheiro de reservatório;
- profundidade medida (MD): Representa a distância percorrida pela broca ao longo da trajetória do poço até o ponto de interesse;
- inclinação (α): Ângulo entre a reta tangente e uma reta vertical paralela a direção da gravidade no ponto de interesse;
- azimute (ϕ): Ângulo entre a direção norte e o vetor tangente à trajetória no ponto de interesse, após ser projetado em um plano horizontal;
- profundidade vertical verdadeira (TVD): Distância vertical entre o ponto de interesse e um ponto de referência.
- *dogleg severity* (DLS): Razão entre o ângulo formado por dois vetores tangentes à trajetória e seu comprimento perfurado.

Um planejamento adequado é o principal ponto para o sucesso na perfuração de um poço direcional, principalmente os poços mais complexos como poços horizontais de longo alcance e poços que apresentam giros. Durante o planejamento desenvolve-se a trajetória que o poço deverá seguir, assim como são feitas análises sobre a exequibilidade desta trajetória proposta. Dados de poços de correlação da região a ser perfurada podem ser utilizados, de forma a estimar tendências de formações geológicas, melhores profundidades para execução de desvios, assim como zonas em que ocorreram perda de circulação e prisão da coluna. Dentre os principais fatores que interferem na definição da trajetória direcional, Rocha et al. (2011) apresentam os seguintes:

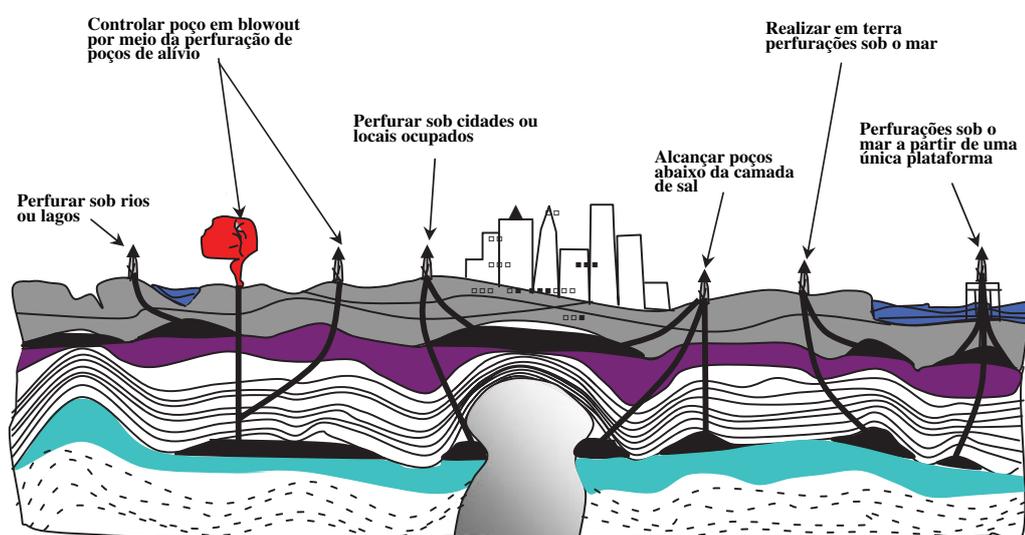
- profundidade e afastamento total do poço;
- limitações associadas ao torque e arraste;
- limitações associadas à limpeza do poço;

- pressão no fundo do poço;
- ocorrência de formações instáveis que venham a limitar a inclinação do poço;
- requisitos associados ao reservatório alvo;
- operações futuras planejadas, como o fraturamento hidráulico;
- a existência de poços já executados na região.

Maiores profundidades medidas, e valores de torque e arraste elevados são algumas características típicas que diferenciam um poço direcional de um vertical (ROCHA et al., 2011). Portanto, a trajetória direcional afetará todos os aspectos relevantes de um programa de poço, dentre eles, a escolha dos equipamentos que serão utilizados para a perfuração, para completação, no revestimento, em operações especiais como perfilagem, dentre outros. Como principais motivos para o uso da perfuração direcional pode-se frisar os seguintes tópicos (esquematisados na Figura 2):

- atingir reservatórios localizados abaixo de locações inacessíveis como rios, lagos, zonas habitadas e montanhas;
- desviar poços que tiveram o trecho final perdido por problemas operacionais;
- perfuração de múltiplos poços a partir de um poço *offshore* prévio;
- perfuração de poços horizontais em reservatórios para aumentar a zona de contato com a jazida;

Figura 2 – Aplicações para a perfuração direcional.



Fonte: Adaptado de Mitchell, Miska et al. (2011)

Para o estudo sobre a geometria do poço são necessárias informações obtidas por meio de equipamentos que efetuam os chamados registros direcionais. Os registros direcionais, comumente chamados de *surveys* ou *fotos*, são necessários para que se tenha a localização espacial do poço e definição de sua trajetória, independentemente do tipo de medição direcional adotado pelo equipamento escolhido, os registros são constituídos por dados de inclinação e azimute do poço captados ao longo da profundidade, em pontos de medição especificados. A grande maioria dos métodos de cálculo assumem a premissa de que a trajetória entre os pontos de medição é definida pelos dados de profundidade medida (MD), inclinação (α) e azimute (ϕ). Estes métodos se diferenciam por meio de hipóteses sobre traçado da trajetória entre os pontos de medição. Dentre os métodos tradicionais de determinação da trajetória direcional, têm-se:

- tangente;
- tangente balanceada;
- ângulo médio;
- raio de curvatura;
- mínimo raio de curvatura.

Vale salientar que normalmente ajusta-se os equipamentos de registro direcional para que o mesmo forneça informações, aproximadamente, a cada 30 metros, podendo-se diminuir esse intervalo quando existe o risco de colisão entre poços, ou regiões de ganho de ângulo. Da mesma forma, pode-se aumentar essa extensão entre os pontos de medição quando atinge-se o reservatório (ROCHA et al., 2011). Com uma frequência elevada de registros direcionais, os métodos de previsão de trajetória tendem a fornecer resultados muito próximos, mas para isso é necessário um tempo maior para execução de tais registros, portanto o ideal é utilizar um método de acompanhamento direcional que se aproxime da trajetória do poço sem a necessidade de uma alta frequência de *fotos*.

Os métodos tangente e tangente balanceada são os métodos mais antigos e menos sofisticados, conseqüentemente tendem a ser menos precisos. Os métodos do ângulo médio e raio de curvatura foram bastante utilizados no passado por serem de simples implementação, por sua vez, vêm sendo substituídos pelo método mínimo raio de curvatura (ROCHA et al., 2011). Parte da atual adoção do método mínimo raio de curvatura é devida ao reconhecimento de sua acurácia por parte da indústria, a despeito da maior complexidade matemática, em comparação aos anteriormente citados. Este fato limitou seu emprego à época de sua publicação, porém, com os ganhos de poder computacional ao longo dos anos, isso deixou de ser um problema e o método tornou-se reconhecido como padrão da indústria (SAWARYN; THOROGOOD, 2003). Deve-se destacar que, ainda que se faça a modelagem da trajetória por um método à escolha,

as condições de campo encontradas ao longo da perfuração induzem incertezas e variação no acompanhamento direcional.

Outro método de acompanhamento utiliza *splines* cúbicas, de forma a evitar a formação de discontinuidades na representação da curvatura do poço, propondo a geração de traçados mais suaves. Samuel e Liu (2009) descrevem alguns modelos de cálculo para previsão de trajetória que são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 – Métodos de previsão de trajetória.

Método	Hipótese assumida
Integração numérica	Inclinação e azimute são polinômios cúbicos, desta forma as coordenadas são determinadas por meio de integração numérica
Estrutura curva	As coordenadas são funções da curvatura do trecho do poço e da torção para dois pontos de medição
Curva Natural	Uma curva 3D na qual as taxas de variação da inclinação e azimute variam individualmente
<i>Toolface</i> constante	Uma curva 3D na qual a curvatura do poço e o <i>toolface</i> permanecem individualmente constantes
Mínimo raio de curvatura	Um arco em plano inclinado, a curvatura do poço permanece constante e a torção nula
Raio de curvatura	Uma curva hélice-cilíndrica, com curvatura constante verticalmente e horizontalmente
Ângulo médio modificado	Uma aproximação dos cálculos a partir do método raio de curvatura
Ângulo Médio	Uma seção linear
Tangente balanceada	Linha poligonal

2.1 Estudo bibliográfico sobre modelos de planejamento e acompanhamento direcional

O método mais antigo desenvolvido para o cálculo da trajetória de poços de petróleo consiste no método tangente (LIU; SAMUEL, 2008), considerando que cada trecho de trajetória é definido por dois pontos (i e $i+1$), neste método faz-se uso apenas dos dados de inclinação e azimute da *foto* tirada no último ponto ($i+1$) do trecho, e com isto traça-se a trajetória deste trecho assumindo que esta é tangente a esse ponto. Segundo Liu e Samuel (2008), o método tangente deixou de ser utilizado por apresentar erro considerável; Wilson (1968) afirma que este erro não apresenta grande magnitude, mas que o mesmo é cumulativo e com isto passa a apresentar um valor significativo na determinação das coordenadas em que foram tiradas as *fotos*, a medida que a inclinação aumenta.

Com a percepção de que o erro do método tangente decorre do uso de informações restritas ao ponto $i+1$, foi natural o desenvolvimento de métodos que utilizam as informações dos dois pontos que definem o trecho (i e $i+1$). Neste contexto foi desenvolvido o método do ângulo

médio, este método assume que a trajetória de cada trecho pode ser aproximada por uma reta, sendo esta reta definida pela média da inclinação e média do azimute dos pontos de medição que compõem o trecho. Também foi desenvolvido o método da tangente balanceada, neste, o comprimento entre as fotos é dividido em dois segmentos de reta iguais, portanto este método é similar à utilização do método tangente duas vezes, uma vez para cada segmento do trecho. Segundo Rocha et al. (2011) a acurácia do método tangente balanceada é similar à do método do ângulo médio, contudo o primeiro apresenta maiores erros à medida que ocorre ganho de ângulo, provocando valores de TVD maiores e afastamentos menores.

Por volta da década de 70 começaram a surgir alguns métodos mais complexos para a época, tais métodos demoraram um pouco a serem implantados por não serem fáceis de calcular em campo e demandarem calculadoras programáveis ou computadores, com isto, a medida que os instrumentos de campo foram evoluindo estes métodos passaram a ser mais utilizados (KHALED, 2016). O método do raio de curvatura foi apresentado originalmente por Wilson (1968) com o intuito de fornecer melhores resultados em regiões de ganho de ângulo (*build-up*) e perda de ângulo (*drop-off*). Este método assume que as projeções vertical e horizontal de cada trecho podem ser aproximadas por arcos de círculo, cujos raios são definidos pela taxa de ganho de ângulo e pela taxa de variação do azimute (ROCHA et al., 2011).

O método mínimo raio de curvatura foi inicialmente apresentado por Taylor e Mason (1972), este método assume que a trajetória entre os pontos de medição é um arco de círculo contido em um plano inclinado, posteriormente Zaremba (1973) e Blythe (1975 apud LIU; SAMUEL, 2008)¹ melhoraram o método e o tornaram de uso mais prático. Segundo Zaremba (1973) este método remove variações bruscas do vetor tangente e apresenta transição suave entre os pontos de medição. Conforme Sawaryn e Thorogood (2003), por volta de 1985 o método mínimo raio de curvatura já era considerado como o método mais preciso, tendo como limitação apenas a dificuldade de utilizá-lo em cálculos manuais, o que foi superado ao longo dos anos, com a disseminação dos computadores. Sawaryn e Thorogood (2003) apresentam uma coleção de algoritmos baseados neste método com o intuito de tornar sua implementação mais simples e eficiente, pois até o momento as informações sobre o método encontravam-se espalhadas em diferentes referências, além de apresentarem tratamentos matemáticos distintos.

Outros métodos de cálculo da trajetória do poço foram sendo desenvolvidos à medida que os métodos tradicionais não apresentavam bons resultados em alguns casos. Para exemplificar, Schuh (1992) discute que para o operador é mais preciso e prático manter o ângulo de *toolface* constante do que a curvatura constante, pois para manter a curvatura constante é necessário que operador varie o ângulo de *toolface* a medida que a perfuração ocorre; portanto, o trabalho apresenta o método do ângulo de *toolface* constante, com aplicação voltada para a perfuração de poços horizontais, pois o método fornece um maior controle sobre a taxa de ganho de ângulo vertical.

¹ Blythe, E. J. Computing accurate directional surveys. *Word oil*. 1975.

No contexto do desenvolvimento de novas técnicas para o planejamento e acompanhamento direcional, surgem métodos que se propõem a ser generalistas, aplicáveis aos diferentes tipos de poços e métodos de perfuração, com resultados consistentes. Neste sentido buscou-se aplicar polinômios no traçado apresentado pelas trajetórias, portanto Scholes (1983) iniciou o uso de *splines* cúbicas com quatro parâmetros independentes para a determinação das coordenadas da trajetória do poço. O cálculo dos coeficientes que definem as *splines* cúbicas, normalmente, é baseado em condições impostas no fim e início da trajetória, justificando a existência de diferentes modelos que utilizam este mesmo tipo de função de 3ª ordem.

Com o crescente interesse no uso de *splines* no contexto da trajetória de poços direcionais Du (1988 apud LIU; SAMUEL, 2008)² aplicou *splines* cúbicas para simular as funções de inclinação e azimute em função da profundidade medida, bem como realizou comparações com o método raio de curvatura. Posteriormente Xiushan, Da-qian e Ling-di (1991 apud LIU; SAMUEL, 2008)³ desenvolveram o método de integração numérica com base em *splines* cúbicas para o cálculo exato das coordenadas do poço. Mais recentemente as *splines* vêm sendo utilizadas também no planejamento direcional, como no trabalho desenvolvido por Sampaio Jr (2006), que utiliza estas funções e restrições associadas com a inclinação e azimute da trajetória no objetivo, fornecendo desta forma funções contínuas e suaves que melhor representam a performance esperada dos equipamentos modernos de perfuração. Já Liu e Samuel (2008) buscam fornecer uma abordagem objetiva para o cálculo da trajetória do poço, sem predefinir formatos para a trajetória, utilizando *splines* para atingir seu objetivo. Mitchell (2008) procura unir conceitos da mecânica da coluna de perfuração com uma abordagem de *splines* cúbicas para o cálculo da trajetória. Recentemente, Abughaban et al. (2016) desenvolveram um método de previsão de trajetória denominado *Advanced Spline-Curve (ASC)*, este procura aproximar o vetor tangente à trajetória do poço por meio de *splines* cúbicas, atingindo desta forma uma trajetória mais suave.

O estudo sobre a trajetória de poços não se limita à criação de modelos matemáticos para determinação do traçado adotado pelo poço, parte dos estudos também analisa as variações que a trajetória real do poço apresenta em relação a trajetória planejada, as quais podem ser provocadas por diversos fatores como:

- Tendência natural das formações;
- Tipo do processo de perfuração;
- Características da coluna de perfuração;
- Formato da seção a ser perfurada;

² Du, C. C. Simulation Of Directional Well Trajectories With Cubic Spline Technique. *Acta Petrolei Sinica*. 1988.

³ Liu, X. S.; Zhou, D. Q.; GU, L. D. How to Simulate Actual Well Trajectories With Spline Function. *Journal of Daqing Petroleum Institute*. China, 1991.

- Posição do ponto de desvio orientado do poço (KOP).

Conforme Child e Ward (1988), durante o processo de determinação dos carregamentos e tensões impostos sobre a coluna de perfuração, a descrição do poço como tipo J, tipo S, ou outros formatos não é suficiente; com a definição do tipo do poço discretiza-se facilmente as informações dos pontos de medição, mas durante a perfuração, mesmo sobre ótimas condições, existirão irregularidades no formato do poço que o tornarão menos suave quando comparado com o formato planejado. Portanto, com o intuito de incluir esta irregularidade ao modelo, os autores deste trabalho propuseram a inclusão de ondulações, com magnitude variável, ao formato do poço.

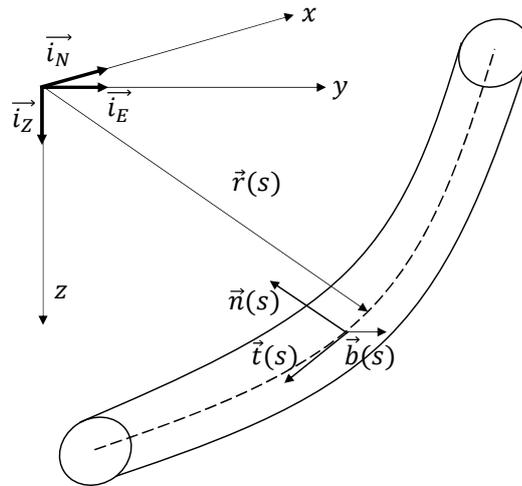
Nesta mesma linha Gaynor et al. (2002) apresentam um estudo sobre a influência da micro tortuosidade no fator de atrito dos poços. Os autores utilizam dados de campo obtidos de poços do mar do norte para realizar uma análise comparativa entre os valores de torque e arraste. Os autores compararam poços que apresentaram baixo índice de micro tortuosidade com poços nas quais foi detectado um alto valor de micro tortuosidade, este por sua vez apresentando associação com a formação de espirais no poço. Com os resultados deste estudo concluiu-se que a utilização de brocas com baixo calibre provoca a formação de espirais, aumentando significativamente o índice de tortuosidade e o fator de atrito dos poços.

Posteriormente Mitchell e Xiang (2012) constataram que a baixa qualidade das informações obtidas nos pontos de medição e estimativas imprecisas do DLS provocam grande discrepância entre o desgaste previsto e o desgaste real dos poços. Desta forma com o intuito de aprimorar a precisão dos modelos de desgaste os autores utilizaram uma extensa base de dados para criação de um modelo estatístico aplicável na análise da tortuosidade do poço. O modelo criado é utilizado na determinação do DLS para qualquer seção do poço.

2.2 Sistema de coordenadas

O triedro de *Frenet* consiste em um sistema de coordenadas que possui correlação com as propriedades cinemáticas de uma partícula movendo-se em uma trajetória curvilínea. Neste sistema é atribuída a cada ponto da curva espacial uma base ortonormal positiva no espaço \mathbb{R}^3 , esta é constituída por três vetores sendo um vetor tangente à trajetória do poço (\vec{t}); um vetor normal à trajetória (\vec{n}), este apontando em direção ao centro de curvatura do poço, sendo assim normal ao vetor tangente; e um vetor binormal (\vec{b}), que por sua vez é normal aos vetores (\vec{t}) e (\vec{n}), este podendo ser calculado por meio do produto vetorial de (\vec{t}) por (\vec{n}). A Figura 3 ilustra a referida base ortonormal.

Figura 3 – Sistema de coordenadas de *Frenet* aplicado no contexto da perfuração de poços.



Fonte: Autor

O sistema de coordenadas de *Frenet* é utilizado por grande maioria dos métodos de acompanhamento direcional, portanto o entendimento desse sistema é fundamental para o desenvolvimento das formulações de trajetória apresentadas ao longo do presente texto. A posição na coluna de perfuração é dada por $\vec{r}(s)$, sendo s o comprimento de arco da curva, de modo que o vetor unitário tangente $\vec{t}(s)$ à curva $\vec{r}(s)$ é dado pela Equação 2.1.

$$\vec{t}(s) = \frac{d\vec{r}(s)}{ds} = \vec{r}'(s) \quad (2.1)$$

Pelo fato da base de *Frenet* ser uma base ortonormal que forma um sistema dextrogiro, as seguintes identidades podem ser construídas:

$$\begin{aligned} \vec{t} \times \vec{n} &= \vec{b} \\ \vec{n} \times \vec{b} &= \vec{t} \\ \vec{b} \times \vec{t} &= \vec{n} \\ \vec{n} \times \vec{t} &= -\vec{b} \\ \vec{b} \times \vec{n} &= -\vec{t} \\ \vec{t} \times \vec{b} &= -\vec{n} \end{aligned} \quad (2.2)$$

permitindo assim operações com os vetores que compõem a base.

Dentre as diversas fontes que tratam sobre geometria diferencial, por exemplo Abbena, Salamon e Gray (2017) apresentam as fórmulas de *Serret-Frenet*, estas descrevem as propriedades cinemáticas de uma partícula em movimento sobre uma curva dentro do espaço euclidiano, para isto são apresentadas fórmulas que descrevem as derivadas dos vetores que compõem a base de *Frenet*. Assim, a derivada do vetor tangente é calculada da seguinte forma,

$$\frac{d\vec{t}}{ds} = \vec{t}'(s) = \kappa(s)\vec{n}(s) \quad (2.3)$$

sendo κ a curvatura do poço e $\vec{n}(s)$ o vetor normal unitário a curva.

Já as derivadas dos vetores normal e binormal podem ser calculadas pelas seguintes equações, respectivamente,

$$\frac{d\vec{n}}{ds} = \vec{n}'(s) = -\kappa(s)\vec{t}(s) + \tau(s)\vec{b}(s) \quad (2.4)$$

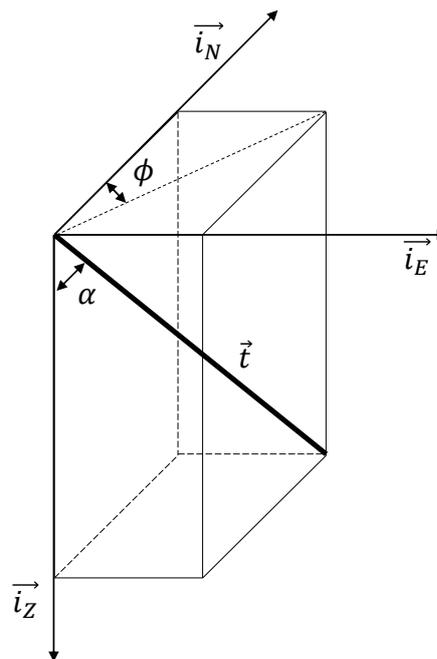
$$\frac{d\vec{b}}{ds} = \vec{b}'(s) = -\tau(s)\vec{n}(s) \quad (2.5)$$

sendo τ a torção geométrica, que está relacionada com a capacidade de uma curva se torcer, de modo que apenas para curvas não-planares a torção apresenta valor diferente de zero. Tais equações costumam ser apresentadas na forma matricial conforme Equação 2.6.

$$\begin{bmatrix} \vec{t}' \\ \vec{n}' \\ \vec{b}' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \kappa & 0 \\ -\kappa & 0 & \tau \\ 0 & -\tau & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vec{t} \\ \vec{n} \\ \vec{b} \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

O modelo de Mitchell e Samuel (2009) faz uso, ainda, das projeções dos vetores do sistema de *Serret-Frenet* nos vetores do sistema cartesiano (\vec{i}_N vetor que aponta em sentido ao norte, \vec{i}_E vetor que aponta em sentido ao leste, \vec{i}_Z vetor que aponta em sentido ao centro terrestre) como representado na Figura 4.

Figura 4 – Projeções no sistema cartesiano.



Fonte: Autor

Para cada ponto da curva têm-se a base ortonormal discutida, além disto podem ser aferidos valores para o ângulo de inclinação (α) e o ângulo de azimute (ϕ), e com estes define-se o vetor tangente à trajetória no ponto em questão, por meio da Equação 2.7.

$$\vec{t} = \{\cos(\phi) \text{sen}(\alpha), \text{sen}(\phi) \text{sen}(\alpha), \cos(\alpha)\} \quad (2.7)$$

Desta forma, ao saber como inclinação e azimute variam ao longo da trajetória, ou conhecendo a variação do vetor tangente, a trajetória do poço pode ser determinada por meio da integração direta da equação que define o vetor tangente.

2.3 Previsão da trajetória do poço pelo método mínimo raio de curvatura

Uma formulação analítica para este método, construída por meio de cálculo variacional, foi proposta inicialmente por Taylor e Mason (1972), posteriormente Zaremba (1973) com o uso de matrizes de transformação e considerando o sistema de coordenadas de *Serret-Frenet* como sistema local, aperfeiçoou o método. Este método assume que a trajetória entre pontos consecutivos pode ser ajustada por uma superfície esférica, com isso a trajetória entre estes pontos representa um arco de círculo, sendo assim este método permite que entre os pontos de medição o vetor tangente varie suavemente.

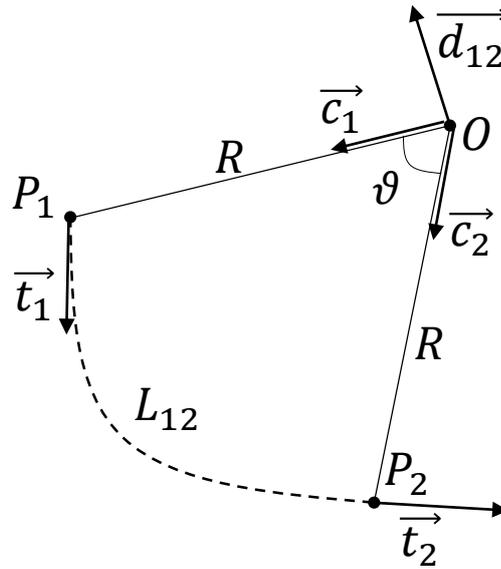
Utilizando a expressão para o vetor tangente apresentada na Equação 2.7 constrói-se \vec{t}_1 e \vec{t}_2 representando os vetores tangente nos pontos de medição 1 e 2 respectivamente,

$$\vec{t}_1 = \begin{bmatrix} \cos(\phi_1) \text{sen}(\alpha_1) \\ \text{sen}(\phi_1) \text{sen}(\alpha_1) \\ \cos(\alpha_1) \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

$$\vec{t}_2 = \begin{bmatrix} \cos(\phi_2) \text{sen}(\alpha_2) \\ \text{sen}(\phi_2) \text{sen}(\alpha_2) \\ \cos(\alpha_2) \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

sendo ϕ_1 e ϕ_2 o azimute nestes pontos, e α_1 e α_2 a inclinação associada. A Figura 5 permite visualizar melhor tais vetores.

Figura 5 – Representação dos vetores nos pontos de medição 1 e 2.



Fonte: Autor

Os vetores \vec{c}_1 e \vec{c}_2 possuem a mesma direção que o vetor normal mas com o sentido contrário e origem no centro de circunferência. Já o vetor \vec{d}_{12} é binormal aos vetores \vec{t}_1 , \vec{t}_2 , \vec{c}_1 e \vec{c}_2 e, devido à consideração de curvatura mínima, o arco precisa estar contido em um plano e o vetor binormal dentro deste trecho se manterá constante independentemente de sua posição. O vetor binormal \vec{d}_{12} pode ser calculado por meio da expressão:

$$\vec{d}_{12} = \frac{\vec{t}_1 \times \vec{t}_2}{\text{sen}(\vartheta)} \quad (2.10)$$

sendo ϑ o ângulo de abertura do arco de círculo. Pelos vetores tangente, normal e binormal serem perpendiculares entre si, os vetores \vec{c}_1 e \vec{c}_2 podem ser calculados por meio do produto vetorial entre o vetor tangente e o vetor binormal, de modo que ao substituir a expressão do vetor binormal, e utilizando as propriedades do produto vetorial, os vetores \vec{c}_1 e \vec{c}_2 podem ser escrito conforme Equações 2.11 e 2.12 respectivamente.

$$\vec{c}_1 = \frac{\vec{t}_1 \cos(\vartheta) - \vec{t}_2}{\text{sen}(\vartheta)} \quad (2.11)$$

$$\vec{c}_2 = \frac{\vec{t}_1 - \vec{t}_2 \cos(\vartheta)}{\text{sen}(\vartheta)} \quad (2.12)$$

Segundo Sawaryn e Thorogood (2003) a posição do ponto de medição 2 pode ser determinada em função do raio da curva R , das coordenadas do ponto de medição 1 (P_1) e dos vetores \vec{c}_1 e \vec{c}_2 , conforme a seguinte expressão:

$$P_2 = P_1 + R(\vec{c}_2 - \vec{c}_1) \quad (2.13)$$

que após desenvolvimento das expressões de \vec{c}_1 e \vec{c}_2 apresentadas anteriormente resultam na Equação 2.14.

$$P_2 = P_1 + R \frac{(\vec{t}_1 - \vec{t}_2 \cos(\vartheta)) - (\vec{t}_1 \cos(\vartheta) - \vec{t}_2)}{\text{sen}(\vartheta)} \quad (2.14)$$

Utilizando o conceito de comprimento de uma curva temos que $L_{12} = R\vartheta$, e utilizando a identidade trigonométrica $\tan\left(\frac{\vartheta}{2}\right) = \frac{(1-\cos(\vartheta))}{\text{sen}(\vartheta)}$ consegue-se construir a seguinte expressão para o método do mínimo raio de curvatura:

$$P_2 = P_1 + \frac{L_{12}}{\vartheta} \tan\left(\frac{\vartheta}{2}\right) (\vec{t}_1 + \vec{t}_2) \quad (2.15)$$

a qual, para ângulos pequenos ($\vartheta < 0, 25^\circ$), pode ser reescrita como segue:

$$P_2 \approx P_1 + \frac{L_{12}}{2} (\vec{t}_1 + \vec{t}_2) \quad (2.16)$$

desta forma, é possível construir as expressões clássicas para o cálculo da diferença entre os pontos de medição 1 e 2, conforme Equações 2.17 a 2.19.

$$\Delta N = [(\text{sen}(\alpha_2) \cos(\phi_2)) + (\text{sen}(\alpha_1) \cos(\phi_1))]F \quad (2.17)$$

$$\Delta E = [(\text{sen}(\alpha_2) \text{sen}(\phi_2)) + (\text{sen}(\alpha_1) \text{sen}(\phi_1))]F \quad (2.18)$$

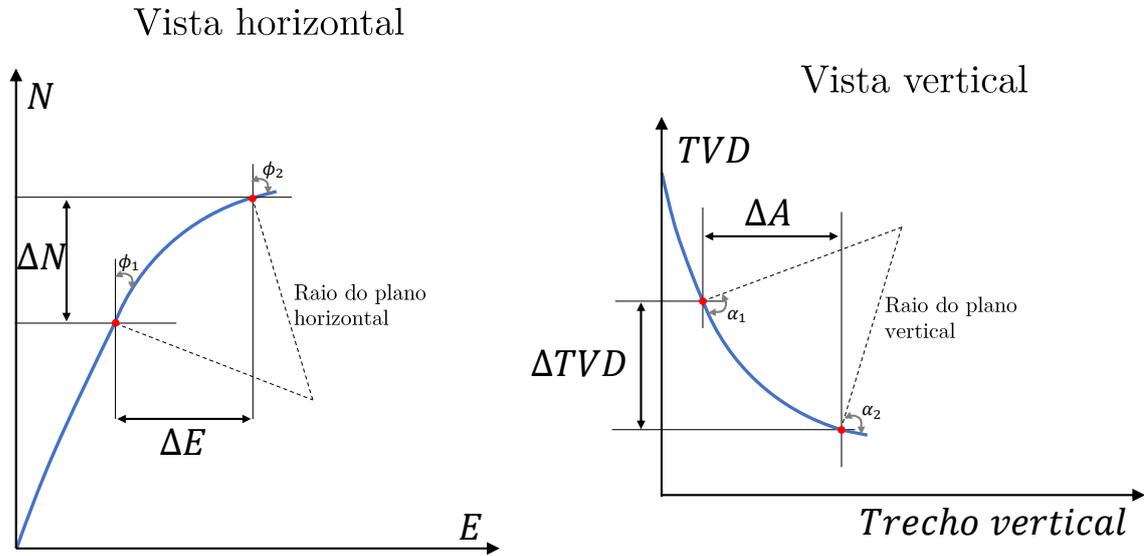
$$\Delta TVD = (\cos(\alpha_2) + \cos(\alpha_1))F \quad (2.19)$$

O termo $\frac{L_{12}}{\vartheta} \tan\left(\frac{\vartheta}{2}\right)$ é representado por F , e denominado fator de suavização, sendo definido pelo ângulo ϑ , o qual, por convenção, recebe o nome de curvatura (*dogleg*) da seção do poço. O *dogleg* aqui representado por β é desenvolvido no trabalho de Taylor e Mason (1972), podendo ser calculado por meio da Equação 2.20.

$$\beta = \arccos [(\cos(\alpha_2 - \alpha_1)) - [\text{sen}(\alpha_1) \text{sen}(\alpha_2)(1 - \cos(\phi_2 - \phi_1))]] \quad (2.20)$$

A Figura 6 ilustra as projeções nos planos vertical e horizontal da trajetória modelada por este método.

Figura 6 – Projeções da trajetória modelada pelo método mínimo raio de curvatura.



Fonte: Autor

2.3.1 Interpolação entre os pontos de medição

O processo de interpolação envolve determinar, para a posição de um ponto qualquer P^* , contido no trecho L_{12} , os valores de inclinação e azimute. Tem-se que o vetor tangente neste ponto é calculado pela equação:

$$\vec{t}^* = \begin{bmatrix} \cos(\phi^*) \operatorname{sen}(\alpha^*) \\ \operatorname{sen}(\phi^*) \operatorname{sen}(\alpha^*) \\ \cos(\alpha^*) \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

a qual é utilizada na avaliação do vetor \vec{d}_{12} , a seguir.

$$\vec{d}_{12} = \frac{\vec{t}_1 \times \vec{t}^*}{\operatorname{sen}(\vartheta^*)} \quad (2.22)$$

Ao fazer ϑ^* tender a ϑ , o vetor que aponta em direção ao ponto analisado tenderá a se aproximar do vetor que aponta em direção ao primeiro ponto de medição, de modo que se pode construir a seguinte expressão:

$$\frac{\vec{t}_1 \times (\vec{t}_1 \times \vec{t}^*)}{\operatorname{sen}(\vartheta^*)} = \frac{\vec{t}_1 \times (\vec{t}_1 \times \vec{t}_2)}{\operatorname{sen}(\vartheta)} \quad (2.23)$$

a partir da qual, com o desenvolvimento do triplo produto, obtêm-se a seguinte equação para

determinar t^* :

$$\vec{t}^* = \vec{t}_1 \cos(\vartheta^*) - \frac{\text{sen}(\vartheta^*)(\vec{t}_1 \cos(\vartheta) - \vec{t}_2)}{\text{sen}(\vartheta)} \quad (2.24)$$

a simplificação da equação anterior leva à Equação 2.25, que permite o cálculo do vetor tangente em qualquer posição compreendida entre os pontos de medição 1 e 2.

$$\vec{t}^* = \frac{\text{sen}(\vartheta - \vartheta^*)}{\text{sen}(\vartheta)} \vec{t}_1 + \frac{\text{sen}(\vartheta^*)}{\text{sen}(\vartheta)} \vec{t}_2 \quad (2.25)$$

De posse do vetor tangente em qualquer ponto, e considerando o método mínimo raio de curvatura, é possível determinar o vetor normal à curva em qualquer ponto por meio da Equação 2.26.

$$\vec{n}(s) = -\vec{t}_1 \text{sen}(\vartheta^*) + \vec{n}_1 \cos(\vartheta^*) \quad (2.26)$$

Quando ϑ^* tende a zero, a equação acima assume ao valor da normal à curva no ponto de início do trecho, que por sua vez é determinado pela equação a seguir:

$$\vec{n}_1 = \frac{\vec{t}_2 - \vec{t}_1 \cos(\vartheta)}{\text{sen}(\vartheta)} \quad (2.27)$$

permitindo assim a quantificação do vetor normal em qualquer ponto. Deve-se observar que esta equação falha para o caso de trechos do poço que não possuam variação do vetor tangente, pois ϑ será igual a zero, assim existirão múltiplas soluções para $\vec{n}(s)$ neste trecho.

2.4 Previsão da trajetória do poço por meio de *splines* cúbicas

Todos os métodos convencionais de previsão da trajetória assumem que os trechos entre os pontos de medição podem ser aproximados por formas geométricas, como linhas retas, arcos de círculo, hélices cilíndricas, etc, ou também um combinação entre estes. Apesar disto, não é possível afirmar qual o real formato da trajetória entre os pontos de medição, assim como não se pode afirmar que todos os trechos possuem o mesmo formato pré-determinado. Por tal motivo, atualmente existe uma grande quantidade de modelos para o acompanhamento direcional, uma vez que foi constatado que certos métodos não apresentavam resultados satisfatórios em determinados casos, como exemplo Liu e Samuel (2008) destacam que, para certos poços horizontais e direcionais, os diferentes métodos apresentam grande desvio entre si. Neste contexto, Han (1989 apud LIU; SAMUEL, 2008)⁴ afirma que o método raio de curvatura apresenta melhores resultados no acompanhamento direcional de poços perfurados com rotação da coluna (*rotary*

⁴ Han, Z. Y. On Problem of Selecting Wellbore Survey Calculation Methods. *Petroleum Drilling Techniques*. China, 1989.

mode), enquanto que o método mínimo raio de curvatura fornece melhores resultados se aplicado em poços perfurados sem rotação da coluna (*slide mode*).

Liu e Samuel (2008) apresentam um método de previsão de trajetória que utiliza *splines* cúbicas sem necessitar da adoção de hipóteses sobre o caminho adotado pelo poço entre as fotos, com isso representando uma metodologia mais realista do que os métodos tradicionais. De maneira similar, recentemente Abughaban et al. (2016) desenvolveram um método de previsão de trajetória denominado *Advanced Spline-Curve* (ASC), mas neste a função de aproximação é aplicada sobre o vetor tangente, e a geometria do poço é obtida pela integração da expressão encontrada, conferindo desta forma um polinômio de ordem 4 para representação da geometria do poço.

Dentre as vantagens introduzidas pelo uso de *splines* cúbicas, destaca-se que por estas serem funções polinomiais contínuas por partes e de grau menor ou igual a três, as derivadas de primeira e segunda ordem são contínuas, garantindo-se assim a geração de curvas suaves.

O processo desenvolvido por Abughaban et al. (2016), e aqui adotado, consiste na utilização de *splines* cúbicas no cálculo do vetor tangente, desta forma a trajetória terá suas derivadas primeira, segunda e terceira contínuas ao longo de toda sua extensão. Deste modo determina-se os polinômios que descrevem o vetor tangente de cada trecho, conforme equação:

$$T(s) = CA_i + CB_i(s - s_i) + CC_i(s - s_i)^2 + CD_i(s - s_i)^3 \quad (2.28)$$

Segundo Atkinson (1978 apud ABUGHABAN et al., 2016)⁵ os coeficientes deste polinômio podem ser determinados pelas expressões:

$$CA_i = t_i, \quad CB_i = \frac{t_{i+1} - t_i}{h_i} - \frac{h_i}{6} z_{i+1} - \frac{h_i}{3} z_i, \quad CC_i = \frac{z_i}{2}, \quad CD_i = \frac{z_{i+1} - z_i}{6h_i} \quad (2.29)$$

de modo que para $T(s)$ contido entre i e $i + 1$, t_i é o vetor tangente no ponto i , h_i é a diferença entre as profundidades $i + 1$ e i ($h_i = s_{i+1} - s_i$), e z_i é a terceira derivada da trajetória no ponto i .

Destaca-se que existem $n - 1$ equações em que se deve determinar os coeficientes dos polinômios, pois cada equação está associada a um trecho da trajetória, entretanto existem $n + 1$ vetores z_i desconhecidos. Portanto, a determinação destes coeficientes depende da definição de duas condições de contorno, associadas aos graus de restrição impostos à coluna nos pontos de início e fim da trajetória do poço (objetivo do poço). A primeira condição de contorno assume que a terceira derivada de $T(s)$ no início do poço é igual a terceira derivada de $T(s)$ do ponto

⁵ Atkinson, K. E. An Introduction to Numerical Analysis. Second Edition. Jhon Wiley & Sons, Inc. New York, 1978.

Outros parâmetros extremamente importantes para a definição direcional são a curvatura e a torção, a primeira é dada pela norma da segunda derivada da trajetória ao longo do seu caminho s , que por sua vez será igual a norma da derivada da *spline* apresentada para o vetor tangente, conforme Equação 2.42. Já a torção é calculada por meio da Equação 2.43, sendo $r'''(s_i)$ a terceira derivada da trajetória no ponto i que por sua vez é igual a z_i .

$$\kappa_i = T'(s_i) = \begin{cases} \frac{t_{i+1}-t_i}{h_i} - \frac{h_i}{6}z_{i+1} - \frac{h_i}{3}z_i, & i = 0, \dots, n-1 \\ \frac{t_i-t_{i-1}}{h_{i-1}} + \frac{h_{i-1}}{6}z_{i-1} + \frac{h_{i-1}}{3}z_i, & i = n \end{cases} \quad (2.42)$$

$$\tau_i = \frac{\det [r'(s_i), r''(s_i), r'''(s_i)]}{\kappa_i^2} \quad (2.43)$$

2.5 Efeitos provocados pela tortuosidade do poço

Tendo-se valores de inclinação e azimute entre pontos de medição, pode-se fazer a consideração da tortuosidade, a qual surge em decorrência da dificuldade de se controlar precisamente o movimento da broca, com isso a trajetória modelada não corresponde ao que é executado em campo.

Para se alcançar uma trajetória mais realista insere-se na formulação o conceito de tortuosidade, atribuindo-se uma aleatoriedade à trajetória e, assim, quantificando-se com maior precisão o torque e arraste. Rezmer-Cooper et al. (1999) apresentaram em seu trabalho a efetividade no uso de métodos de avaliação da tortuosidade na construção da trajetória do poço. Samuel (2011) apresenta quatro métodos de inserção da tortuosidade na trajetória, são eles:

1. *Método da onda senoidal;*
2. *Método helicoidal;*
3. *Método com o azimute dependente da inclinação aleatória;*
4. *Método com o azimute e inclinação aleatórios.*

Independentemente do método, necessita-se de informações que indiquem o grau de variação da curva modelada em função da curva planejada, de forma que procura-se utilizar dados de poços de correlação da região a ser perfurada, para assim capturar tendências das formações que poderão causar desvio da trajetória do poço. Neste sentido, o trabalho de Mitchell e Xiang (2012) apresenta diversas análises de trajetória, tomando como base um banco de dados composto por dezenas de poços, demonstrando que as operadoras podem otimizar suas operações de perfuração por meio do histórico de dados das operações anteriores. O método da onda senoidal (*Sine wave method*) é o mais observado na literatura, sendo detalhado a seguir.

2.5.1 Método da onda senoidal

Segundo o método de onda senoidal têm-se a Equação 2.44 para variação na inclinação,

$$\Delta\alpha = \text{sen} \left(\frac{MD}{P} 2\pi \right) \overline{M} \quad (2.44)$$

sendo MD a profundidade medida, P o período da onda senoidal e \overline{M} a amplitude da onda.

Se a profundidade no ponto de medição for um inteiro múltiplo do período não se deve aplicar a tortuosidade, portanto $\Delta\alpha = 0$, de forma a evitar a alteração da inclinação no ponto de medição. Pode-se construir as seguintes equações para a determinação da inclinação e azimute, respectivamente:

$$\alpha_n = \alpha_{n-1} + \Delta\alpha \quad (2.45)$$

$$\phi_n = \phi_{n-1} + \Delta\alpha + \psi_{cvc} \quad (2.46)$$

sendo ψ_{cvc} um fator de correção que assume o valor de 180° se α_n menor que zero, e assume o valor 0° no caso contrário.

2.6 Estudo de caso da aplicação dos modelos de trajetória

Com o intuito de comparar as formulações apresentadas para a modelagem de trajetórias de poços, desenvolve-se os exemplos apresentados a seguir.

2.6.1 Exemplo 1

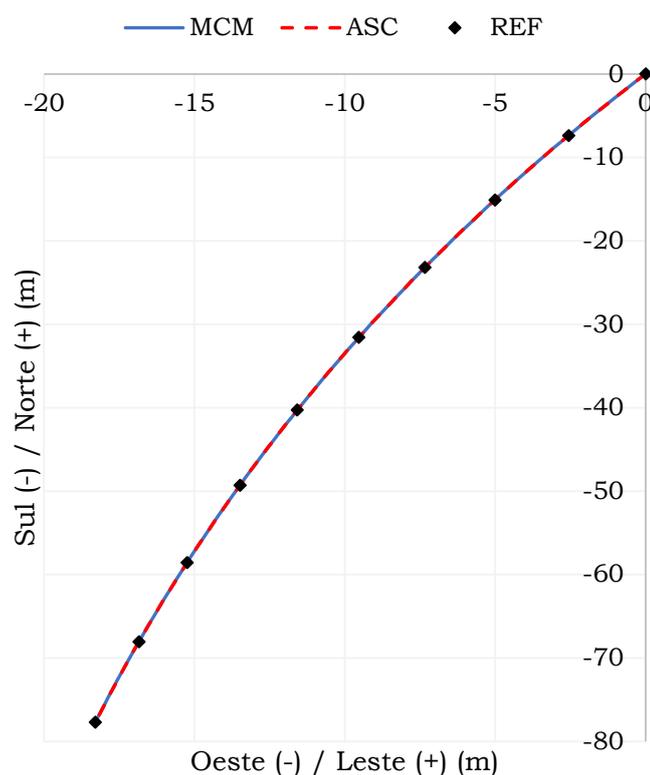
Para o desenvolvimento do estudo considera-se o exemplo proposto por Liu e Samuel (2008), que aborda a utilização de *splines cúbicas*, cujos dados encontram-se na Tabela 2.

Tabela 2 – Registros direcionais do estudo de caso.

MD (m)	Inclinação (°)	Azimute (°)
0,00	50,00	200,00
10,00	52,74	198,37
20,00	55,63	196,81
30,00	58,67	195,33
40,00	61,85	193,93
50,00	65,19	192,59
60,00	68,67	191,33
70,00	72,30	190,15
80,00	76,07	189,04
90,00	80,00	188,00

Com estes dados é possível traçar a trajetória do poço, neste caso observou-se que a trajetória se estende em direção ao Sul e Oeste conforme apresentado na Figura 7, nesta também observa-se que os resultados apresentados pelo método mínimo raio de curvatura (MCM) e pelo método de *splines* (ASC) são idênticos e atingem os valores apresentados pela referência utilizada (REF). Com o intuito de verificar o formato do poço, quantificou-se o afastamento e profundidade vertical do mesmo (Figura 8), observando-se que se trata de um poço horizontal, pois seu afastamento máximo é o dobro da profundidade vertical máxima.

Figura 7 – Comparativo da posição norte em função da posição leste.



Fonte: Autor

Apesar de os métodos apresentados fornecerem resultados idênticos para o traçado da trajetória do poço, o método que utiliza *splines* fornece a vantagem de quantificar a curvatura ou DLS do poço de modo suave. A Figura 9 apresenta um comparativo do DLS calculado pelos métodos mínimo raio de curvatura e pelo uso de *splines*, neste observa-se que o resultado apresentado pelo método mínimo raio de curvatura fornece um resultado típico para o método com valores de DLS constantes entre os pontos de medição e mudanças bruscas nos pontos compartilhados pelos trechos. O resultado obtido com o uso do método de *splines* cúbicas apresenta uma variação suave da curvatura do poço, ao se comparar com os valores apresentados pela referência (REF) o método apresenta erro máximo da ordem de 0,20 %, devendo destacar que os valores fornecidos pela referência apresentam apenas duas casas decimais. Já o método mínimo raio de curvatura apresenta erros entre 1,42 % e 2,20 %.

Figura 8 – Comparativo do Afastamento em função da profundidade vertical.

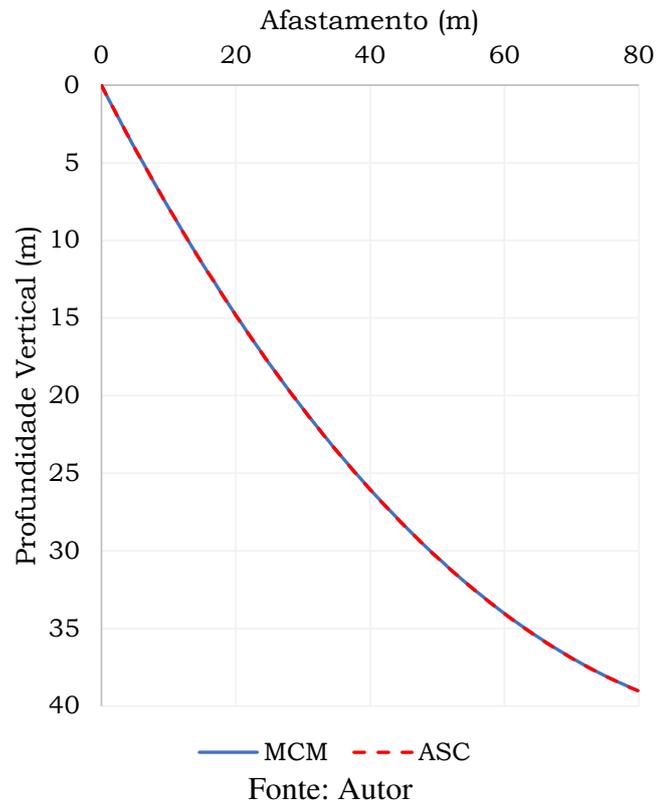
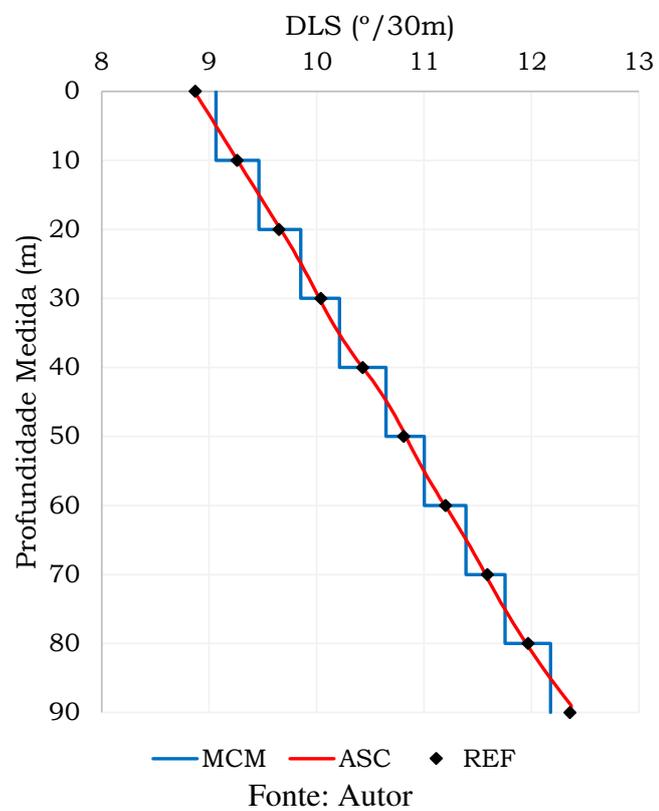


Figura 9 – Comparativo do DLS em função da profundidade medida.



2.6.2 Exemplo 2

Com o intuito de verificar a precisão entre os métodos implementados faz-se uso de uma trajetória fictícia definida pela equação:

$$r(t) = [1000t^2, 500t \text{ sen}(10t), 3000(2t - t^2)] , \quad t \in [0, 1] \quad (2.47)$$

na qual a variável t é um parâmetro livre para permitir a definição das equações que governam o traçado da trajetória, definidas de tal maneira que se assemelhem a um poço executado. Com base nesta parametrização da curva calcula-se as expressões exatas para as coordenadas da trajetória, curvatura, torção, comprimento da curva, e os vetores tangente, normal e binormal, conforme Apêndice A.

Para comparação entre os modelos, calcula-se as informações da trajetória em 1001 pontos, com o vetor tangente nestes pontos calcula-se a inclinação e azimute por meio da expressão:

$$\begin{cases} MD_i = s_i \\ \alpha_i = \arccos(t_{TV D_i}) \\ \phi_i = \arctan\left(\frac{t_{E_i}}{t_{N_i}}\right) \end{cases} \quad (2.48)$$

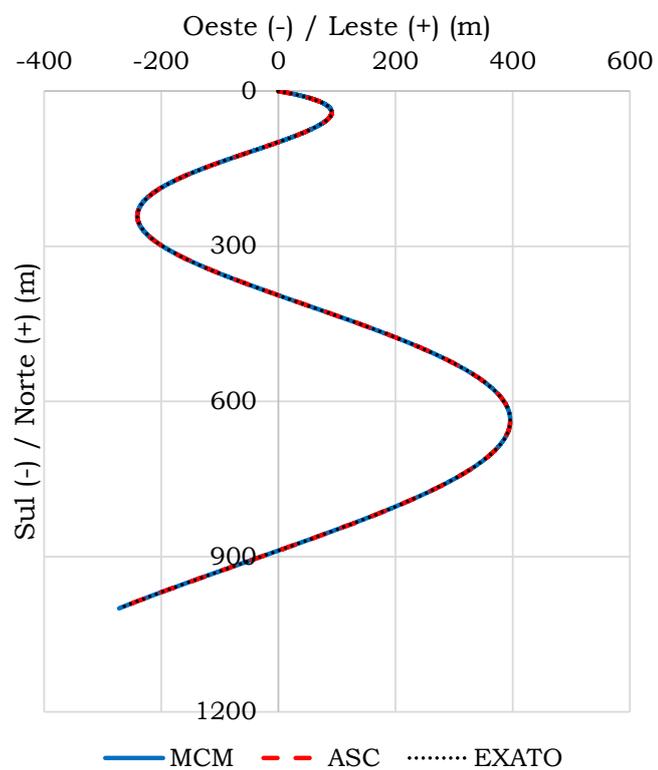
sendo s_i o comprimento da curva até o ponto. Deste modo, calcula-se as informações da trajetória com base nestes dados, e compara-se com o resultado exato. Nas Figuras 10, 11 e 12 apresentam-se os resultados em termos de trajetória, afastamento e DLS respectivamente, por meio das quais observa-se a congruência entre as respostas calculada e exata.

Compara-se também a torção no poço, neste caso somente é possível comparar entre o modelo de *splines* cúbicas e o valor exato, pois o método mínimo raio de curvatura apresenta, por definição, curvatura constante entre trechos e torção nula. A Figura 13 apresenta tal comparação permitindo observar a consistência dos resultados.

Tendo em vista que a frequência dos registros direcionais influencia no resultado da trajetória do poço, apresenta-se nas Tabelas 3 e 4 um compilado com os erros máximos absoluto e relativo apresentados pelos métodos. É possível observar que, com a redução no número de pontos em que foram passadas as informações de inclinação e azimute, os métodos tendem a apresentar um maior erro, sendo o método mínimo raio de curvatura significativamente menos preciso que o método ASC.

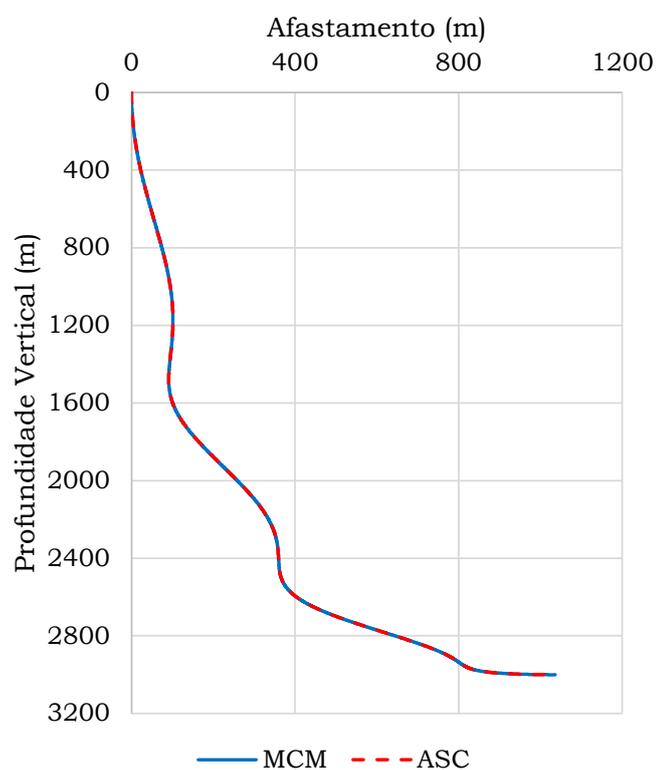
Para fins de ilustração, o cálculo de DLS apresenta uma variação de erro relativo de aproximadamente 2 % até 40 %, ao se diminuir a discretização, com uso do método mínimo raio de curvatura. A Figura 14 ilustra o a diferença entre as curvaturas calculadas para os métodos considerando a discretização de 51 pontos.

Figura 10 – Comparativo da posição norte em função da posição leste.



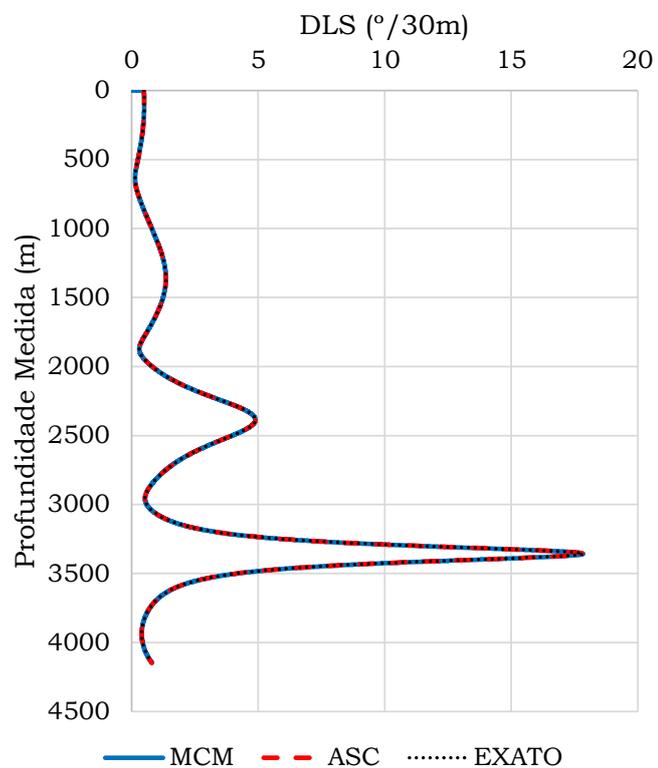
Fonte: Autor

Figura 11 – Comparativo do Afastamento em função da profundidade vertical.



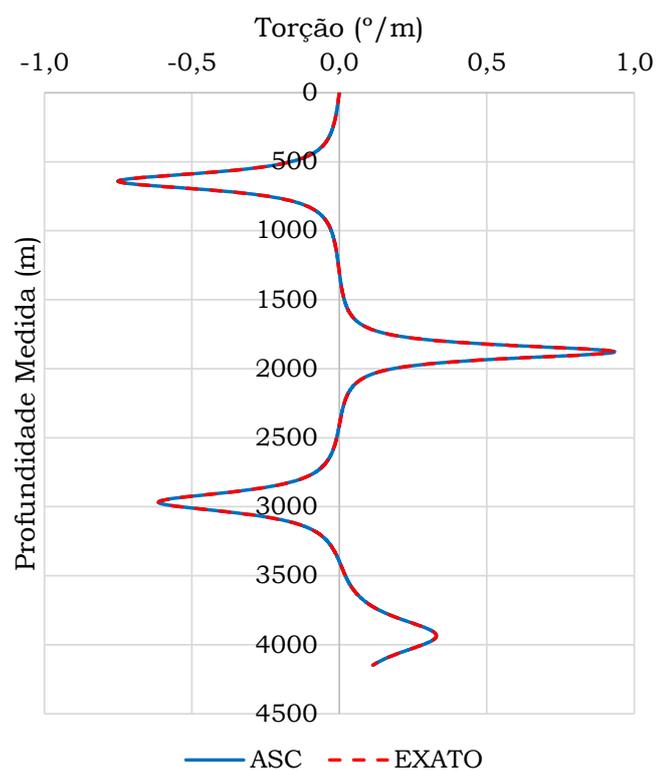
Fonte: Autor

Figura 12 – Comparativo do DLS em função da profundidade medida.



Fonte: Autor

Figura 13 – Comparativo da torção em função da profundidade medida.



Fonte: Autor

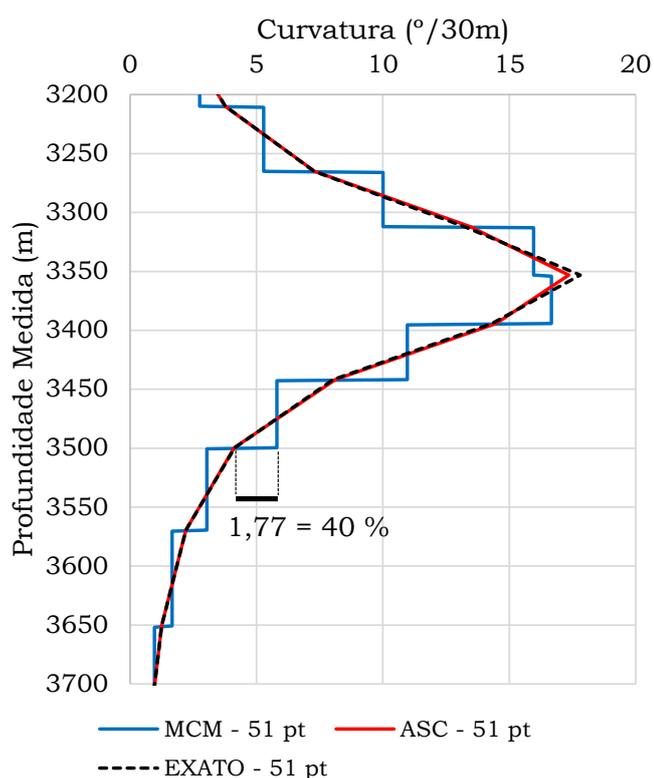
Tabela 3 – Maior erro absoluto encontrado em função da discretização.

Modelo / Discretização	Maior Erro Absoluto				
	TVD (m)	Norte (m)	Leste (m)	DLS (°/30m)	Torção (°/m)
ASC 1001 pt	5,13E-07	4,77E-07	8,60E-07	5,56E-05	8,68E-04
MCM 1001 pt	8,29E-03	8,92E-03	5,16E-03	1,68E-01	-
ASC 201 pt	4,51E-05	4,36E-05	8,04E-05	1,20E-03	9,73E-04
MCM 201 pt	2,07E-01	2,23E-01	1,29E-01	8,31E-01	-
ASC 101 pt	8,02E-04	9,10E-04	1,46E-03	2,30E-02	3,78E-03
MCM 101 pt	8,28E-01	8,91E-01	5,16E-01	1,66E+00	-
ASC 51 pt	2,19E-02	2,35E-02	4,21E-02	4,52E-01	1,40E-02
MCM 51 pt	3,30E+00	3,55E+00	2,08E+00	3,22E+00	-

Tabela 4 – Maior erro relativo encontrado em função da discretização.

Modelo / Discretização	Maior Erro Relativo (%)				
	TVD	Norte	Leste	DLS	Torção
ASC 1001 pt	4,86E-08	6,94E-03	6,94E-03	1,14E-02	1,18E-01
MCM 1001 pt	2,77E-04	4,85E-02	7,98E-01	1,98E+00	-
ASC 201 pt	2,54E-06	1,33E-03	2,14E-03	1,95E-02	3,40E-01
MCM 201 pt	6,91E-03	2,49E-01	3,75E+00	9,43E+00	-
ASC 101 pt	4,20E-05	1,93E-04	5,75E-03	1,33E-01	1,40E+00
MCM 101 pt	2,76E-02	4,98E-01	3,16E+00	1,83E+01	-
ASC 51 pt	7,48E-04	5,40E-03	6,04E-02	2,54E+00	4,43E+00
MCM 51 pt	1,10E-01	9,91E-01	8,27E+00	4,03E+01	-

Figura 14 – Comparativo da curvatura considerando discretização de 51 pontos.

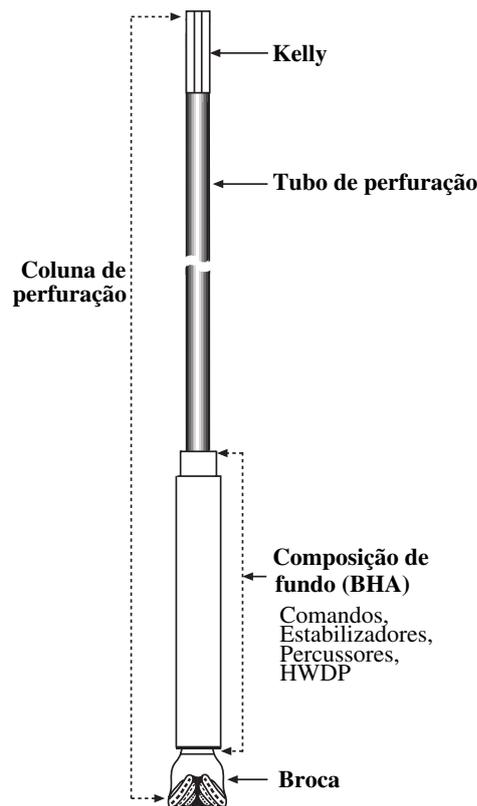


Fonte: Autor

3 MODELAGEM DO TORQUE E ARRASTE

Segundo Rocha et al. (2011) a determinação dos componentes de uma coluna de perfuração representa uma das tarefas mais importantes durante o projeto, pois os equipamentos escolhidos indicarão a possibilidade de execução do ganho ou perda de ângulo do poço. A coluna de perfuração é, portanto, responsável por transmitir energia para a broca, em forma de rotação e peso sobre a broca, para provocar a ruptura e degradação da formação (THOMAS et al., 2004). Em sistemas que apresentam mesa rotativa, a coluna de perfuração é constituída basicamente por tubos de perfuração acrescidos de um conjunto de componentes a que se dá o nome de *bottom hole assembly* (BHA) ou composição de fundo, e no topo têm-se o *Kelly*, que é responsável por transmitir a rotação proveniente da mesa rotativa para a coluna, como representado na Figura 15. Existem sistemas alternativos para aplicação de rotação na broca, dentre eles pode-se citar o *top drive*, neste não se tem a presença do *Kelly*.

Figura 15 – Componentes da coluna de perfuração



Fonte: Adaptado de Azar e Samuel (2007)

Os tubos de perfuração são o maior elemento componente da coluna de perfuração, podendo constituir entre 90 e 95 % desta (AZAR; SAMUEL, 2007). Os tubos de perfuração são tubos de aço ou alumínio com extensões que variam de 5,49 m (18 pés) até 16,50 m (45 pés), que são unidos por meio de conexões cônicas conhecidas como *tool joints* (THOMAS et al.,

2004). Estes tubos são classificados pela API de acordo com um intervalo (*range*) de valores, sendo o *range* 1 tubos de 18 a 22 pés de extensão, *range* 2 de 27 a 32 pés, e *range* 3 de 38 a 45 pés de comprimento.

Por meio da simulação dos efeitos hidráulicos, torque e arraste, obtêm-se informações que indicam a possibilidade de execução das operações planejadas para a perfuração do poço, tal qual a possibilidade de assentamento de colunas de revestimento. Além disto, tais simulações auxiliam na escolha dos componentes da coluna de perfuração de modo que torne viável a execução de todo o poço (ROCHA et al., 2011).

Existem diversos casos relacionados ao excesso de torque e arraste, os quais podem ser exemplificados, em geral, por problemas de operação como o aumento de cascalhos devido à má limpeza de fundo, a presença de trechos de formação argilosa (com tendência de inchamento), a prisão por diferencial de pressão. O arraste geralmente provoca problemas em poços que apresentam grandes profundidades medidas ou quando a sonda apresenta baixa capacidade de carga. Em operações de manobra da coluna de perfuração, como sua retirada ou descida, o aumento da inclinação provoca um aumento no arraste podendo então limitar a execução da trajetória planejada.

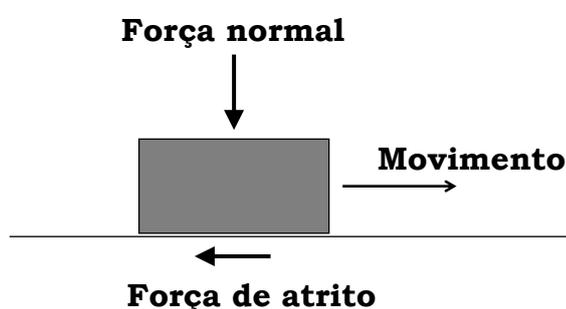
3.1 Estudo bibliográfico sobre a modelagem de torque e arraste

O desenvolvimento de metodologias que permitam quantificar a força de contato imposta por colunas de perfuração se iniciou com Johancsik, Friesen e Dawson (1984). Estes explicam que o torque e arraste podem ser fatores críticos para o sucesso da perfuração de poços profundos, e de poços com altos desvios, sendo assim, o estudo deste mecanismo de contato permite realizar o planejamento direcional de poços afim de garantir a exequibilidade das operações necessárias para construção do poço; além disto o entendimento sobre os carregamentos sofridos pela coluna de perfuração auxilia na escolha adequada de seus componentes. Ainda neste artigo, os autores indicam que diversos fatores podem influenciar no torque e arraste, como prisão diferencial (*differential sticking*), regiões com a presença de cavidades com diâmetro maior que o diâmetro da broca (*keyseats*), limpeza do poço, condições de poço justo (*tight hole*), atrito, entre outros, sendo este último a fonte principal de torque e arraste. Portanto, em sua modelagem os autores consideram que o torque e arraste é originado inteiramente pelas forças de atrito resultantes do contato entre a coluna de perfuração e o poço, forças estas que são influenciadas pelo coeficiente de atrito entre as superfícies e pela força normal, aqui representada pela força de contato entre a coluna de perfuração e a parede do poço ou revestimento, conforme Figura 16. Deste modo, o torque é o momento necessário para rotacionar a coluna, e o arraste é o incremento de força necessário para mover a coluna para cima ou para baixo (JOHANCSIK; FRIESEN; DAWSON, 1984).

No artigo apresentado por Johancsik, Friesen e Dawson (1984) é utilizado o modelo de Coulomb e o coeficiente de atrito estático para modelagem das forças de atrito. Os autores

esclarecem que os valores deste coeficiente dependem dos materiais e do grau de lubrificação da região e, apesar de vários fatores influenciarem na modelagem deste coeficiente, considera-se um valor único que represente as condições médias do poço em análise. Já para modelagem das forças de contato, os autores consideram apenas os efeitos da gravidade sobre a coluna de perfuração, e efeitos das tensões geradas pela curvatura da coluna no poço. Percebe-se que a modelagem do coeficiente de atrito é o foco de parte dos pesquisadores que realizam diferentes estudos tribológicos; com relação à modelagem da força de contato, os autores desprezam os efeitos de flexão por considerarem que estes contribuem pouco no valor final destas forças, por sua vez outros estudos indicam o contrário e serão mais detalhados posteriormente.

Figura 16 – Forças de atrito



Fonte: Autor

Como apresentado, o modelo de Johancsik, Friesen e Dawson (1984) parte da hipótese de que a rigidez a flexão da coluna de perfuração interfere pouco no cálculo, desta forma a coluna pode ser modelada como uma linha. Modelos que adotem esta mesma premissa são chamados pela indústria como modelos *soft-string*.

No âmbito dos modelos *soft-string*, Sheppard, Wick e Burgess (1987) revisitam a metodologia desenvolvida por Johancsik, Friesen e Dawson (1984) incorporando à formulação o efeito da pressão do fluido sobre a coluna de perfuração, com isto facilita-se a determinação dos pontos de tensão nula, evidenciando a influência do empuxo nas regiões curvas do poço. Ainda, os autores apresentam a formulação por meio de equações diferenciais, com isto as equações passam a utilizar a taxa de variação da inclinação e azimute para o cálculo, e fornecem uma maior visibilidade ao método.

Em seguida, Maidla e Wojtanowicz (1987), percebendo que os estudos iniciais sobre o tema consideravam um único valor do fator de atrito para todos os tipos de operações, buscaram analisar a qualidade desta aproximação. O fator de atrito representa uma interação mecânica entre as superfícies da coluna e do poço, e diversos fatores podem influenciar no seu valor, como o fluido de perfuração, as propriedades da litologia perfurada, relação entre os diâmetros da coluna e do poço, entre outros; normalmente este valor é obtido de forma iterativa comparando-se os valores do peso no gancho calculado e aferido. Os autores ainda alertam sobre a importância de se considerar os efeitos hidrodinâmicos causados pela pressão do movimento de subida e descida da coluna (*surge and swab*), e também propõem uma metodologia para considerar o

efeito da superfície de contato no arraste. Dentre as conclusões dos autores, têm-se que o fator de atrito para operações de descida da coluna é maior se comparado com o valor deste fator nas operações de subida.

Poucos anos depois da metodologia proposta por Johancsik, Friesen e Dawson (1984), já se entendia que, pelo fato do modelo ignorar efeitos como a rigidez à flexão da coluna, o posicionamento de estabilizadores, o espaço livre entre a coluna de perfuração e a parede do poço, subestima-se o torque e arraste ou superestima-se o coeficiente de atrito (HO, 1988). Além disto, observou-se que o modelo proposto por Johancsik, Friesen e Dawson (1984), para um elemento infinitesimal da coluna de perfuração, viola as equações de equilíbrio de momento por desprezar as forças de cisalhamento. Assim, com o intuito de prover uma análise mais realista, Ho (1988) propôs o acoplamento de dois *softwares*, o primeiro trata-se de programa de torque e arraste *soft-string* com uma técnica de integração numérica bem estável, e o segundo um programa baseado em diferenças finitas criado para análise da composição de fundo (*bottomhole assembly*). Neste artigo os autores sugerem o uso do modelo em diferenças finitas na análise dos comandos (*drill collars*), pois nestas regiões o efeito da rigidez a flexão é mais acentuado, enquanto que a análise dos demais componentes da coluna de perfuração pode ser realizada pelo modelo *soft-string*. Segundo os autores, este modelo *soft-string* melhorado sempre apresentou resultados maiores para o carregamento na superfície, isto implica que, ao utilizar o modelo *soft-string* tradicional, se obtêm um valor de fator de atrito acima do esperado, enquanto que para poços com angulação suave (valores de DLS inferiores a $1,5^\circ/30m$) o modelo *soft-string* tradicional fornece bons resultados.

Dando continuidade aos trabalhos relacionados ao desenvolvimento dos modelos *soft-string*, Brett et al. (1989) discorrem sobre o uso de um modelo similar ao apresentado por Johancsik, Friesen e Dawson (1984) e Sheppard, Wick e Burgess (1987), evidenciando o uso do modelo em todas as macro etapas da construção do poço, que são o planejamento, a perfuração, e o acompanhamento pós execução. Na fase de planejamento os autores otimizaram a trajetória com a intenção de reduzir torque, arraste, e forças de contato; durante a fase de execução a modelagem se mostra especialmente aplicável na detecção de possíveis problemas como prisão da coluna e problemas relacionados com a limpeza do poço; já na fase de acompanhamento pós execução a modelagem permite identificar a verdadeira causa de problemas ocorridos durante a perfuração, que antes eram inexplicáveis ou atribuía-se ao peso ou ao tipo do fluido de perfuração. O modelo proposto por Brett et al. (1989) mantém a premissa básica dos modelos *soft-string*, que é a desconsideração da rigidez a flexão, mas incorpora a interpolação de dados referentes a trajetória, assim como permite discretizar a coluna de perfuração em comprimentos definidos pelo usuário; o modelo também possibilita a utilização de múltiplos fatores de atrito para desta forma modelar condições litológicas mais complexas, além disto o movimento axial e rotacional são simultaneamente considerados. Os autores acrescentam que modelos de

flambagem desenvolvidos por Dawson e Paslay (1984)¹ foram incorporados ao modelo.

Outras melhorias continuaram sendo feitas nos modelos *soft-string*, por exemplo Paslay (1994) sugere alterações no cálculo para considerar a diferença de pressão entre o espaço anular e o interior da coluna, gerada por movimentos axiais da coluna e pelo escoamento do fluido. Neste artigo o autor também analisa a influência do torque na modelagem da flambagem da coluna, entretanto o autor informa que, para a maioria das operações, o torque influencia pouco no carregamento gerado pela flambagem. O autor também verificou que para poços que não excedam o DLS de 15 a 20°/30m, o valor fornecido pelo modelo é válido. Já Aadnoy e Andersen (1998) reconhecem que, na época, a modelagem de torque é realizada por meio de simuladores, sendo estes de uso limitado e melhorados por meio de tentativa e erro, portanto os autores se preocuparam em fornecer soluções explícitas e analíticas para diferentes tipos de seções (ganho de ângulo ou *build-up*, perda de ângulo ou *drop-off*, tangente ou *hold*, 3D ou *designer well*). Além disto, neste artigo têm-se equações para o movimento combinado da coluna (rotação e movimento axial), e o atrito total do poço é dado pela soma da contribuição de cada seção que compõe o poço.

Em diversos arranjos, os modelos *soft-string* apresentam bons resultados, entretanto em casos que a coluna possui diâmetro máximo próximo do diâmetro do poço, em poços com curvatura acentuada, ou poços que apresentem alta tortuosidade, a rigidez influencia significativamente nas forças de contato, limitando a aplicabilidade destes modelos. Com o intuito de prover uma modelagem mais robusta, desenvolve-se os modelos *stiff-string*, os quais incorporam a rigidez da coluna em sua formulação. A Figura 17 visa esquematizar a diferença do posicionamento da coluna de perfuração no poço em função do modelo adotado.

O estudo do posicionamento da coluna de perfuração no poço foi iniciado por Lubinski (1961), neste o autor utiliza-se da teoria de viga de Euler e considera o caso em que a coluna encontra-se tracionada, segundo Mirhaj, Kaarstad e Aadnoy (2016) diversos autores utilizaram a formulação de Lubinski (1961) e a validaram, citando Walker e Friedman (1977)², Luke e Juvkam (1993)³, Li et al. (1993)⁴. Ainda, tal modelo também foi trabalhado por Paslay e Cernocky (1991) com o propósito de analisar colunas sobre compressão. Até este momento o foco consistiu em analisar as tensões nas colunas e as possíveis falhas que podem ocorrer, com o início das formulações de forças de contato fazia-se necessário o desenvolvimento de um modelo matemático que incluísse a contribuição da rigidez à flexão ao cálculo das forças de contato, neste sentido o trabalho de Mitchell e Samuel (2009) apresenta grande visibilidade.

Em seu trabalho, Mitchell e Samuel (2009) retiraram as simplificações impostas no

¹ Dawson, R.; Paslay, P. R. Drill pipe buckling in inclined holes. *JPT*. 1984.

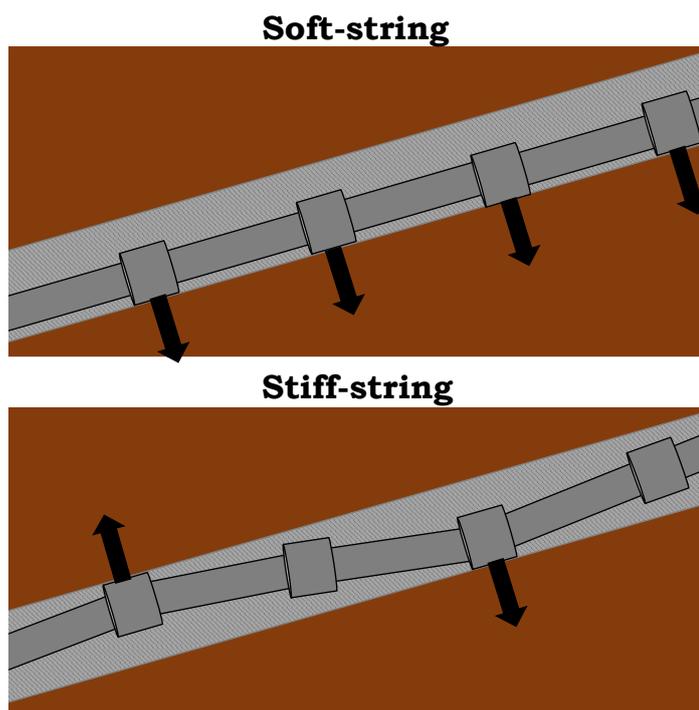
² Walker, B. H.; Friedman, M. Three-dimensional force and deflection analysis of a variable cross section drill string. *Journal of Pressure Vessel Technology*. 1977.

³ Luke, G. R.; Juvkam-Wold, H. C. The Determination of True Hook-and-Line Tension Under Dynamic Conditions. *SPE Drilling and completion*. 1993.

⁴ Li, Z.; Liu, X.; Zhuo, D.; Zhang, S. A steady tension-torque model for drillstring in horizontal wells. *Society of Petroleum Engineers*. 1993.

modelo de Johancsik, Friesen e Dawson (1984) e com isto desenvolvem um modelo *stiff-string* completo, no qual a coluna de perfuração é tratada como um elemento de viga, sendo o momento resultado da ação das forças atuantes sobre a coluna. Neste modelo, assume-se que a trajetória da coluna de perfuração é igual a trajetória do poço e que existe um contato contínuo ao longo do poço, apesar do ângulo deste contato poder variar em função de características mecânicas e posição da coluna no poço.

Figura 17 – Comparação do formato da coluna de perfuração em função do modelo de cálculo.



Fonte: Autor

Segundo Mirhaj, Kaarstad e Aadnoy (2016), para levar em consideração o efeito do espaço livre entre a coluna de perfuração e a parede do poço, e desta forma permitir que o formato da coluna de perfuração seja diferente do formato adotado para o poço, é necessário incluir uma análise em elementos finitos ao modelo *stiff-string*. Como alternativa ao uso do método dos elementos finitos (MEF), tem-se o trabalho de Menand et al. (2006) que propõem um modelo *stiff-string* acoplado a um algoritmo de identificação de contato, no qual considera-se que o poço possui formato circular e é rígido. No modelo, o algoritmo assume inicialmente que não existe nenhum contato para, em seguida, por meio de um processo iterativo, identificar e introduzir o contato um ponto após o outro. Os autores afirmam que seu algoritmo é muito mais rápido que o uso do MEF.

Recentemente, Tikhonov et al. (2013) apresentaram um novo modelo que utiliza equações dinâmicas 3D de movimento para simular a coluna de perfuração, sendo consideradas a rigidez à torção e à flexão, além de modelarem a distância radial entre as colunas e os pontos de contato. Na modelagem do contato considera-se que a coluna apresenta apenas deformações elásticas. O modelo também considera vibrações axial, lateral e de torção, permitindo captar com maior

precisão o problema físico em questão. Por considerar todos estes detalhes em sua modelagem, os autores informam que modelo demora em média 15 minutos para o cálculo de uma operação.

3.2 Fatores que influenciam o torque e arraste

Em geral, os valores medidos em campo de torque e arraste são influenciados por parâmetros associados às condições do poço. Alguns destes parâmetros podem ser modelados e conseqüentemente permitem o cálculo de sua contribuição no torque e arraste, enquanto outros parâmetros são agrupados em um chamado fator de atrito. O efeito combinado de todos esses parâmetros é o que fornece o torque total e forças de arraste. Em linhas gerais, podemos separar forças de arraste que são causadas pela limpeza do poço e pela influência do fluido, das forças de arraste associadas ao caminho do poço.

- Aspectos associados à limpeza do poço e à influência do fluido
 - Fluidos à base de água possuem um efeito lubrificante menor do que a fluido à base de óleo. A adição de lubrificantes pode reduzir o torque e o arraste, embora alguns lubrificantes podem chegar a causar danos na formação e desta forma reduzir a produção do poço;
 - As propriedades da formação geológica podem causar alteração da lubrificação por meio da química e tamanho dos grãos;
 - Variações de densidade do fluido ocorrem durante a perfuração;
 - Interação fluido-estrutura;
 - Forças viscosas hidrodinâmicas.

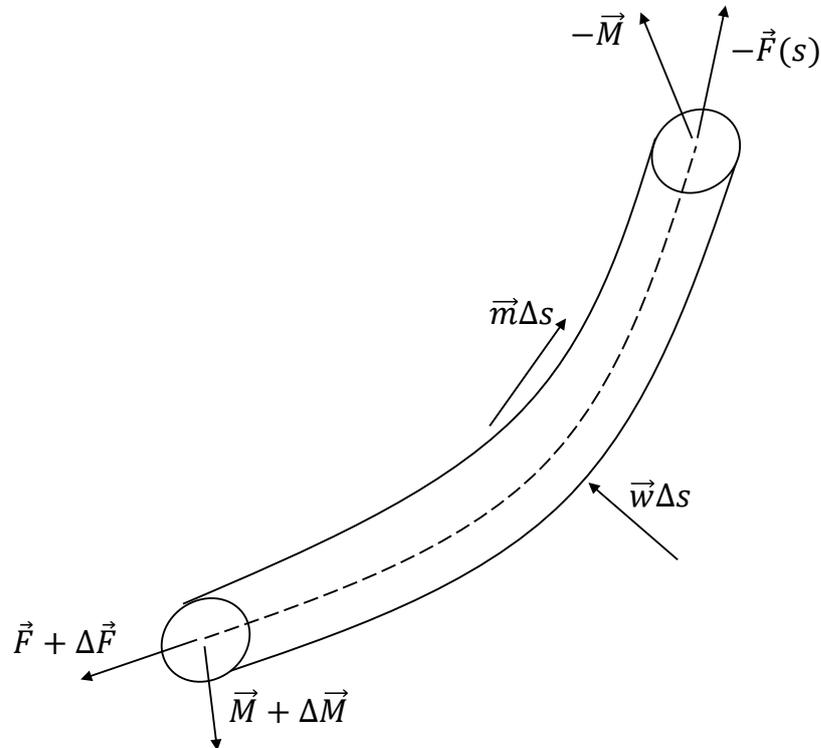
- Aspectos associados ao arraste e à trajetória do poço
 - Quanto menor o peso da coluna de perfuração, menor o arraste produzido;
 - *Dogleg severity* (DLS);
 - Rigidez dos elementos tubulares. O *BHA* é rígido e os estabilizadores podem interagir com a parede ou formação, o que resulta em maior atrito com o poço, especialmente quando o *BHA* está em localidades de alto *dogleg*;
 - Tortuosidade, associada a quantidade de curvas ou espirais do poço.

3.3 Modelagem *soft-string*

Este modelo assume que a coluna de perfuração apresenta um contato contínuo com a parede do poço. O modelo considera que o torque e o arraste são causados inteiramente pela força de atrito originada do contato entre a coluna de perfuração e a parede do poço. O balanço

de forças no tubo considera que a componente normal das tensões no tubo contribui no esforço normal. A Figura 18 esquematiza o elemento cilíndrico.

Figura 18 – Diagrama de corpo livre do elemento cilíndrico.



Fonte: Autor

Com base neste diagrama calcula-se a força de contato, o incremento na força axial e o incremento do torque por meio das seguintes equações:

$$F_c = \sqrt{\left(F_{ax}(\phi_2 - \phi_1) \operatorname{sen}\left(\frac{\alpha_2 + \alpha_1}{2}\right)\right)^2 + \left(F_{ax}(\alpha_2 - \alpha_1) + W \operatorname{sen}\left(\frac{\alpha_2 + \alpha_1}{2}\right)\right)^2} \quad (3.1)$$

$$\Delta F_{ax} = W \cos\left(\frac{\alpha_2 + \alpha_1}{2}\right) \pm \mu F_c \quad (3.2)$$

$$\Delta M = \mu F_c r_c \quad (3.3)$$

sendo F_c a força de contato para este modelo, α a inclinação, ϕ o azimute, W peso do tubo, F_{ax} a força axial, ΔF_{ax} o incremento da força axial, μ o valor do fator de atrito, ΔM o incremento no torque, e r_c o raio externo do tubo.

Na Equação 3.2 o sinal está relacionado com o movimento do tubo, o sinal positivo deve ser aplicado quando a coluna se movimentar para cima, enquanto que o sinal negativo é aplicado

quando o movimento é para baixo. Segundo Johancsik, Friesen e Dawson (1984) o resultado apresentado pelas Equações 3.1, 3.2 e 3.3 fornecerá resultados exatos se a coluna for discretizada em elementos infinitesimais. A medida que o comprimento dos elementos aumenta, os efeitos de segunda ordem são desprezados, reduzindo a precisão do método.

Posteriormente Sheppard, Wick e Burgess (1987) ajustaram a Equação 3.1 de cálculo da força de contato para o seguinte formato:

$$F_c = \sqrt{(F_{ax}\phi' \text{sen}(\alpha))^2 + (-F_{ax}\alpha' + W \text{sen}(\alpha))^2} \quad (3.4)$$

sendo ϕ' a derivada do azimute, α' a derivada da inclinação. Posteriormente Mitchell e Samuel (2009) remodelaram esta equação para um formato que faz uso da curvatura do poço e dos vetores normal e binormal, como apresentado a seguir:

$$F_c = \sqrt{(\kappa F_{ax} + W n_z)^2 + (W b_z)^2} \quad (3.5)$$

sendo κ a curvatura do poço no ponto de análise, n_z a componente na direção z do vetor normal e b_z a componente na direção z do vetor binormal.

3.4 Modelagem *stiff-string*

Para o desenvolvimento da formulação foram adotadas as equações básicas da mecânica dos materiais que são as equações de equilíbrio, compatibilidade e as relações constitutivas do material, sendo o foco principal as equações de equilíbrio, tendo em vista que a coluna é modelada como sendo um material elástico linear. Com base na Figura 18 têm-se que, ao assumir que o tubo não se move ou se move muito lentamente, o somatório de forças deve ser zero como apresentado pela equação,

$$\vec{F} + \Delta\vec{F} + \vec{w}\Delta s - \vec{F} = \vec{0} \quad (3.6)$$

sendo \vec{F} a força interna do tubo, \vec{w} a força total por unidade de comprimento aplicada no elemento, e Δs o comprimento do elemento analisado.

Tomando o limite para $\Delta s \rightarrow 0$ escreve-se a equação de variação da força interna \vec{F} em função do vetor de carregamento \vec{w} conforme seguinte expressão:

$$\frac{d\vec{F}}{ds} + \vec{w} = \vec{0} \quad (3.7)$$

em geral esta força interna é composta por uma parcela axial F_a e duas parcelas de cisalhamento, um atuando na direção normal F_n e a outra atuando na direção binormal F_b , como representado

na Equação 3.8.

$$\vec{F} = F_a \vec{t} + F_n \vec{n} + F_b \vec{b} \quad (3.8)$$

Segundo Mitchell, Miska et al. (2011), tipicamente em uma análise de torque e arraste considera-se a força provocada pelo peso efetivo do tubo \vec{w}_{bp} (peso do tubo no fluido), a força normal de contato do tubo com a parede do poço \vec{w}_c (força lateral), e a força provocada pelo atrito \vec{w}_d (força de arraste) como consta na Equação 3.9. Mitchell e Samuel (2009) apresentam uma formulação completa de forças na coluna, pois inseriram na formulação o efeito do gradiente de forças gerado pela pressão \vec{w}_{st} , e também adicionaram um termo referente as forças originadas por padrões de fluxo complexos presentes no espaço anular do poço $\Delta \vec{w}_{ef}$, com isso escreve-se a Equação 3.10.

$$\vec{w} = \vec{w}_{bp} + \vec{w}_c + \vec{w}_d \quad (3.9)$$

$$\vec{w} = \vec{w}_{bp} + \vec{w}_c + \vec{w}_d + \vec{w}_{st} + \Delta \vec{w}_{ef} \quad (3.10)$$

Considerando o sistema de coordenadas apresentado na Figura 3 é possível definir que o peso flutuado do tubo pode ser calculado da seguinte forma,

$$\vec{w}_{bp} = (w_p + (\rho_i A_i - \rho_o A_o)g) \vec{i}_z \quad (3.11)$$

sendo w_p o peso do tubo no ar, ρ_i a densidade do fluido interno ao tubo, ρ_o a densidade do fluido externo ao tubo, A_i a área interna ao tubo, A_o a área externa ao tubo e g a gravidade.

Já a força gerada pela pressão do fluxo do fluido de perfuração na região anular entre a coluna de perfuração e a parede do poço é dada por,

$$\vec{F}_{st} = ((p_o + \rho_o v_o^2)A_o - (p_i + \rho_i v_i^2)A_i) \vec{t} \quad (3.12)$$

sendo p_o a pressão externa, p_i a pressão interna, v_o a velocidade do fluido externo e v_i a velocidade do fluido interno. Este permite o cálculo do gradiente de pressão, pois trata-se da variação da força de pressão \vec{F}_{st} , vide Equação 3.13.

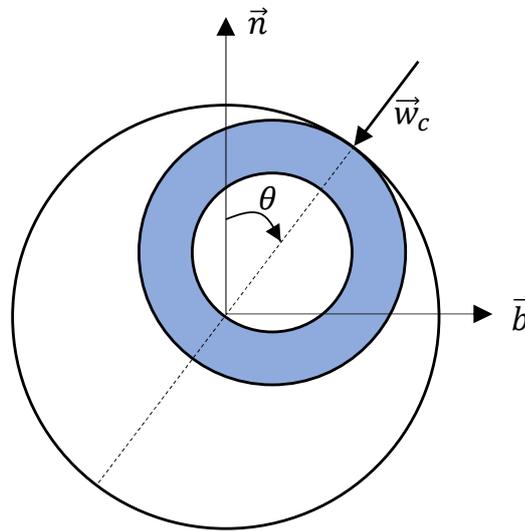
$$\vec{w}_{st} = \frac{\vec{F}_{st}}{ds} \quad (3.13)$$

O termo $\Delta \vec{w}_{ef}$ procura incorporar à formulação o efeito de padrões complexos de fluxo no espaço anular. Apesar de sua importância, este parâmetro para muitos casos pode ser desprezado, particularmente para fluidos estáticos, ou quando o espaço anular é pequeno, ou

em operações sem rotação. Por tais motivos Mitchell e Samuel (2009) o desprezam em sua formulação.

Por meio da Figura 19 é possível observar que a força de contato \vec{w}_c atua no plano $\vec{n} - \vec{b}$ uma vez que a força de contato é sempre perpendicular ao poço e com isto não existe termo na direção tangente \vec{t} . Atenta-se para o fato de que, no balanço de forças, deve-se incluir as forças atuantes sobre a coluna, incluindo a força de contato reativa, ilustrada na Figura 19. Assumindo que a força de contato atua em uma direção que forma um ângulo θ com a direção normal, então essa força pode ser representada pela Equação 3.14. Especial atenção deve ser dada a este ângulo θ , pois este é o ângulo de contato entre a coluna e a parede do poço, imprescindível para uma modelagem de desgaste mais precisa.

Figura 19 – Direção da força de contato provocada pela coluna de perfuração à parede do poço.



Fonte: Autor

$$\vec{w}_c = -w_c(\cos(\theta)\vec{n} + \text{sen}(\theta)\vec{b}) \quad (3.14)$$

No desenvolvimento da formulação proposta por Mitchell e Samuel (2009) faz-se uso do equilíbrio de forças e de momentos na coluna, para continuar desenvolvendo o equilíbrio de forças é importante agrupar os termos de força interna atuantes na direção axial, no caso a força axial F_a e a força gerada pela pressão F_{st} , isto permitirá posteriormente a escrita da equação de equilíbrio na direção axial. A este termo conjunto dá-se o nome de força interna efetiva F_e , a qual é definida pela Equação 3.15.

$$F_e = F_a + F_{st} = F_a + ((p_o + \rho_o v_o^2)A_o - (p_i + \rho_i v_i^2)A_i) \quad (3.15)$$

Para a imposição do equilíbrio de momentos define-se que a variação do momento interno \vec{M} na coluna de perfuração, provocado pelo momento externo \vec{m} e pelas força internas \vec{F} , é dada

pela equação:

$$\frac{d\vec{M}}{ds} + \vec{t} \times \vec{F} + \vec{m} = \vec{0} \quad (3.16)$$

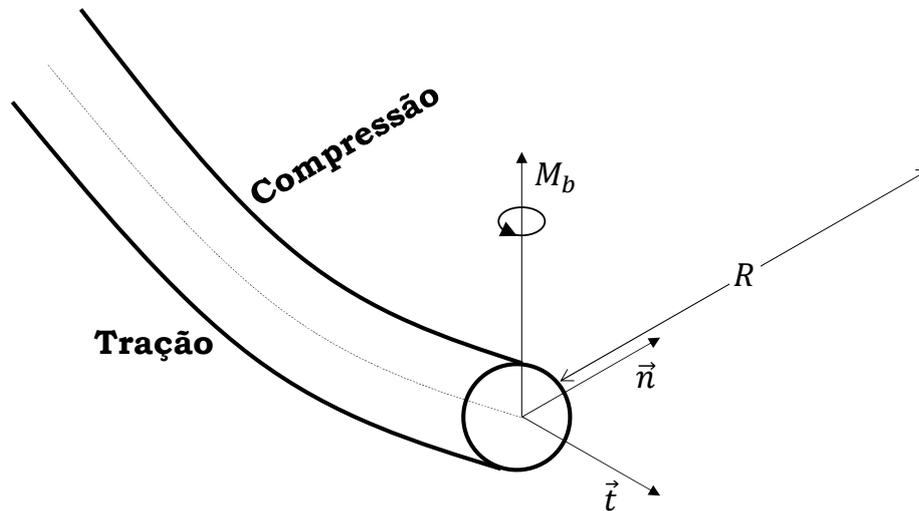
sendo \vec{M} o momento interno, \vec{m} o momento aplicado por unidade de comprimento, \vec{F} o vetor de forças internas, e \vec{t} o vetor tangente unitário.

Sabe-se que para um elemento tubular, o momento interno atua na direção perpendicular ao plano $\vec{t} - \vec{n}$, e é proporcional a curvatura do tubo. A Figura 20 permite visualizar que o tubo se curva no plano $\vec{t} - \vec{n}$, desta forma a região do tubo mais distante do centro da curva (região externa) encontra-se sob tração, enquanto que a região mais próxima do centro da curva (região interna) encontra-se sob compressão, tais forças internas irão gerar o momento que será proporcional a curvatura do tubo e que atuará no plano $\vec{t} - \vec{n}$. Portanto, o momento interno \vec{M} na coluna, pode ser calculado conforme equação,

$$\vec{M} = EI\kappa\vec{b} + M_t\vec{t} \quad (3.17)$$

sendo EI a rigidez a flexão, κ a curvatura do elemento e M_t o torque axial atuando na direção tangente necessário para rotacionar o elemento, \vec{t} o vetor tangente unitário e \vec{b} o vetor binormal.

Figura 20 – Forças mecânicas atuantes.



Fonte: Autor

A primeira parcela da equação de equilíbrio do momento consiste na derivada do momento interno, esta pode ser desenvolvida da seguinte forma,

$$\frac{d\vec{M}}{ds} = \frac{d(EI\kappa\vec{b})}{ds} + \frac{d(M_t\vec{t})}{ds} = EI \left(\frac{d\kappa}{ds}\vec{b} + \kappa \frac{d\vec{b}}{ds} \right) + \frac{d(M_t)}{ds}\vec{t} + M_t \frac{d\vec{t}}{ds} \quad (3.18)$$

já a segunda parcela consiste no produto vetorial entre as forças internas e o vetor tangente, considerando a propriedade distributiva do produto vetorial pode-se desenvolver:

$$\vec{t} \times \vec{F} = \vec{t} \times (F_e \vec{t} + F_n \vec{n} + F_b \vec{b}) = \vec{t} \times F_e \vec{t} + \vec{t} \times F_n \vec{n} + \vec{t} \times F_b \vec{b} = F_n \vec{b} - F_b \vec{n} \quad (3.19)$$

Com as deduções apresentadas, considerando torção geométrica nula e curvatura constante (mínimo raio de curvatura), e resgatando as definições $\vec{t}' = \kappa \vec{n}$ e $\vec{b}' = \tau \vec{n}$, desenvolve-se a Equação 3.20 de equilíbrio de momentos.

$$\frac{d(M_t)}{ds} \vec{t} + (M_t \kappa - F_b) \vec{n} + F_n \vec{b} + \vec{m} = \vec{0} \quad (3.20)$$

Destaca-se que até este ponto da formulação não foi necessário inserir restrições quanto ao tipo de movimento da coluna de perfuração, mas para o desenvolvimento das equações de equilíbrio isto se faz necessário, portanto será feita a distinção entre os processos e conseqüentemente serão apresentadas relações de equilíbrio distintas.

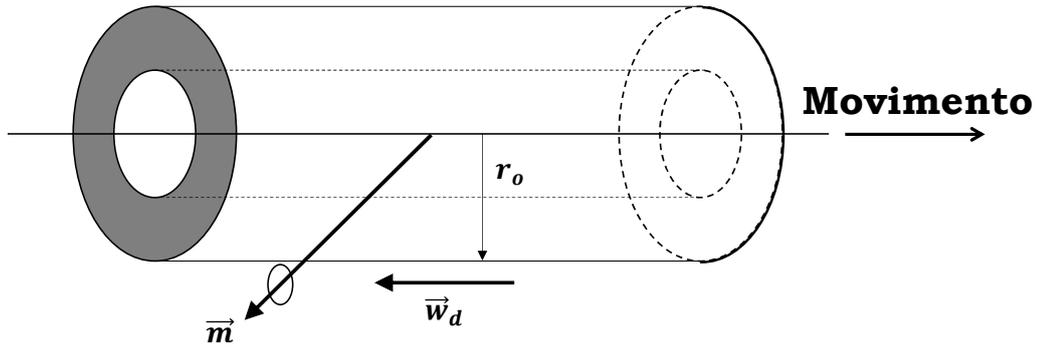
3.4.1 Operações com apenas movimento axial da coluna

A Figura 21 exemplifica a situação descrita, permitindo observar a direção em que a força de arraste \vec{w}_d se encontra, esta força possui relação com a força de contato e pode ser modelada com base no modelo de atrito de Coulomb. O modelo de Coulomb dita que, se existe o contato entre duas superfícies que estão com um movimento de deslizamento entre si, então a força de atrito atua na direção oposta ao movimento, e pode ser quantificada por meio do produto entre a força de contato e o coeficiente de atrito dinâmico μ_f . Portanto, considerando que a coluna encontra-se apenas deslizando no poço, ou seja, não está rotacionando (remete-se aos processos de *Tripping in* e *Tripping out*) então a força de arraste \vec{w}_d atuará apenas na direção tangente \vec{t} e poderá ser quantificada por meio da equação:

$$\vec{w}_d = \pm \mu_f w_c \vec{t} \quad (3.21)$$

na qual a escolha do sinal depende da direção do deslizamento, se a coluna de perfuração está entrando no poço deve-se usar o sinal negativo, caso contrário deve-se usar o sinal positivo.

Figura 21 – Forças mecânicas atuantes sem a rotação da coluna de perfuração.



Fonte: Autor

Com estas definições é possível desenvolver o equilíbrio de forças na coluna para cada direção, este processo consiste basicamente no desenvolvimento da Equação 3.7, mas não deve-se esquecer as relações apresentadas na Equação 2.6, pois estas permitem fazer a diferenciação dos termos tangente, normal e binormal. Assim, considerando o caso da coluna se movimentando apenas axialmente e sem rotação, desenvolve-se a Equação 3.22 para a direção tangente, a Equação 3.23 para a direção normal, e a Equação 3.24 para a direção binormal.

$$\frac{dF_e}{ds} - \kappa F_n + w_{bp} t_z \pm \mu_f w_c = 0 \quad (3.22)$$

$$\frac{dF_n}{ds} + F_e \kappa + w_{bp} n_z - w_c \cos(\theta) = 0 \quad (3.23)$$

$$\frac{dF_b}{ds} + w_{bp} b_z - w_c \sin(\theta) = 0 \quad (3.24)$$

Destaca-se que, como o peso do tubo no fluido atua na direção \vec{i}_z , este é decomposto em componentes nas direções tangente, normal e binormal, por este motivo existe uma componente desta variável em cada uma das equações. Ainda sobre o balanço de forças, o leitor pode se questionar sobre a presença dos termos κF_n e $F_e \kappa$, estes surgem em função da derivação das forças internas. Tem-se que, ao derivar a força interna atuante na direção tangente ($F_e \vec{t}$), por ser a derivação de um produto, uma das parcelas será o produto entre a força interna efetiva e a derivada do vetor tangente; resgatando o sistema de *Serret-Frenet* sabe-se que a derivada do vetor tangente é igual $\kappa \vec{n}$, desta forma justifica-se a presença do termo $F_e \kappa$ na equação referente à direção normal. Outro ponto a se observar é que para este desenvolvimento considera-se a utilização do método mínimo raio de curvatura, ou seja, torção geométrica nula e curvatura constante. Portanto, considerando as hipóteses descritas anteriormente conclui-se o balanço de força.

Para o balanço de momento falta definir o momento externo aplicado ao tubo de perfuração \vec{m} , este é gerado pelo arraste, e portanto depende do tipo da operação (rotação ou manobra).

De modo que para o caso da coluna entrando no poço sem rotação, o momento externo é dado pelo produto entre o arraste apresentado na Equação 3.21 e o braço de alavanca contido no plano $\vec{n} - \vec{b}$, conforme Equação 3.25.

$$\vec{m} = \pm \mu_f w_c \vec{t} \times -r_o (\cos \theta \vec{n} + \text{sen} \theta \vec{b}) = \pm \mu_f w_c r_o (\text{sen} \theta \vec{n} - \cos \theta \vec{b}) \quad (3.25)$$

Assim, considerando o caso da coluna se movimentando apenas axialmente e sem rotação, desenvolve-se o equilíbrio de momentos, tendo a Equação 3.26 para a direção tangente, a Equação 3.27 para a direção normal, e a Equação 3.28 para a direção binormal.

$$\frac{dM_t}{ds} + \vec{m} \cdot \vec{t} = 0 \longrightarrow M_t = 0 \quad (3.26)$$

$$\kappa M_t - F_b + \vec{m} \cdot \vec{n} = 0 \longrightarrow -F_b \pm \mu_f r_o w_c \text{sen} \theta = 0 \quad (3.27)$$

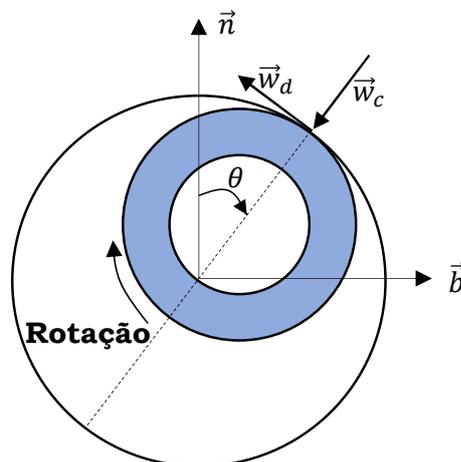
$$F_n + \vec{m} \cdot \vec{b} = 0 \longrightarrow F_n \pm (-\mu_f r_o w_c \cos \theta) = 0 \quad (3.28)$$

3.4.2 Operações com apenas rotação da coluna

Este caso pode ser esquematizado pela Figura 22, nesta é possível observar que o arraste encontra-se no mesmo plano que a força de contato. Portanto, em casos que a coluna apresente rotação, por exemplo nos casos de perfuração rotativa do poço, repasse, rotação, a força de atrito não atua mais na direção axial, mas sim no plano $\vec{n} - \vec{b}$. Desta forma, para rotação no sentido horário, o arraste é calculado pela Equação 3.29.

$$\vec{w}_d = \mu_f w_c (\text{sen}(\theta) \vec{n} - \cos(\theta) \vec{b}) \quad (3.29)$$

Figura 22 – Forças mecânicas atuantes com a rotação da coluna de perfuração.



Fonte: Autor

Assim, desenvolve-se o equilíbrio de forças, apresentado-se a Equação 3.30 para a direção tangente, a Equação 3.31 para a direção normal, e a Equação 3.32 para a direção binormal. Destaca-se que o ângulo θ é o ângulo de contato entre a coluna de perfuração e a parede do poço, sendo fundamental no equilíbrio de forças.

$$\frac{dF_e}{ds} - \kappa F_n + w_{bp}t_z = 0 \quad (3.30)$$

$$\frac{dF_n}{ds} + F_e\kappa + w_{bp}n_z - w_c \cos(\theta) + \mu_f w_c \sin(\theta) = 0 \quad (3.31)$$

$$\frac{dF_b}{ds} + w_{bp}b_z - w_c \sin(\theta) - \mu_f w_c \cos(\theta) = 0 \quad (3.32)$$

O momento externo para este caso é dado pelo produto entre o arraste apresentado na Equação 3.29 e o braço de alavanca contido no plano $\vec{n} - \vec{b}$,

$$\vec{m} = \mu_f w_c (\sin(\theta)\vec{n} - \cos(\theta)\vec{b}) \times -r_o (\cos(\theta)\vec{n} + \sin(\theta)\vec{b}) = -\mu_f w_c r_o \vec{t} \quad (3.33)$$

assim, desenvolve-se o equilíbrio de momentos, tendo a Equação 3.34 para a direção tangente, a Equação 3.35 para a direção normal, e a Equação 3.36 para a direção binormal.

$$\frac{dM_t}{ds} + \vec{m} \cdot \vec{t} = 0 \longrightarrow \frac{dM_t}{ds} - \mu_f w_c r_o = 0 \quad (3.34)$$

$$\kappa M_t - F_b + \vec{m} \cdot \vec{n} = 0 \longrightarrow -F_b + \kappa M_t = 0 \quad (3.35)$$

$$F_n + \vec{m} \cdot \vec{b} = 0 \longrightarrow F_n = 0 \quad (3.36)$$

Com isso, considerando o método mínimo raio de curvatura para a trajetória e que o produto entre a curvatura e o raio do elemento é muito menor que 1, é possível obter a expressão para a força de contato w_c como exposto na Equação 3.37.

$$w_c = \sqrt{\frac{(\kappa F_e + w_{bp}n_z)^2 + (w_{bp}b_z)^2}{1 + \mu_f^2}} + \frac{\mu_f \kappa r_p w_{bp} b_z}{1 + \mu_f^2} \quad (3.37)$$

3.4.3 Consideração da curvatura variável e torção não nula

Considerando movimento axial apenas, têm-se a Equação 3.38 para a direção tangente, a Equação 3.39 para a direção normal, e a Equação 3.40 para a direção binormal.

$$\frac{dF_e}{ds} + EI\kappa \frac{d\kappa}{ds} + w_{bp}t_z - \mu_f w_c (1 - \kappa r_o \cos(\theta)) = 0 \quad (3.38)$$

$$F_e \kappa + \tau^2 EI \kappa + w_{bp} n_z - w_c (\cos(\theta) + \tau \mu_f r_o \sin(\theta)) = 0 \quad (3.39)$$

$$w_{bp} b_z - \tau EI \frac{d\kappa}{ds} - w_c (\sin(\theta) - \tau \mu_f r_o \cos(\theta)) = 0 \quad (3.40)$$

sendo τ a torção geométrica, \vec{m} o momento aplicado, F_b a força cisalhante atuante na direção binormal e F_n a força cisalhante atuante na direção normal. Com isso, para o caso da coluna apenas com rotação, desenvolve-se o equilíbrio de momentos, tendo a Equação 3.41 para a direção tangente, a Equação 3.42 para a direção normal, e a Equação 3.43 para a direção binormal.

$$\frac{dF_e}{ds} + EI \kappa \frac{d\kappa}{ds} + w_{bp} t_z = 0 \quad (3.41)$$

$$F_e \kappa + \tau^2 EI \kappa + w_{bp} n_z - \tau \kappa M_t - w_c (\cos(\theta) + \mu_f \sin(\theta)) = 0 \quad (3.42)$$

$$w_{bp} b_z - (2\tau EI - M_t) \frac{d\kappa}{ds} - w_c (\mu_f r_o \kappa - \sin(\theta) + \mu_f \cos(\theta)) = 0 \quad (3.43)$$

Assim, Mitchell e Samuel (2009) apresentam a seguinte equação para determinação da força de contato,

$$w_c = \frac{\sqrt{(F_e \kappa + \tau^2 EI \kappa + w_{bp} n_z)^2 + (w_{bp} b_z - EI \tau d\kappa/ds)^2}}{\sqrt{1 + \tau^2 \mu_f^2 r_o^2}} \quad (3.44)$$

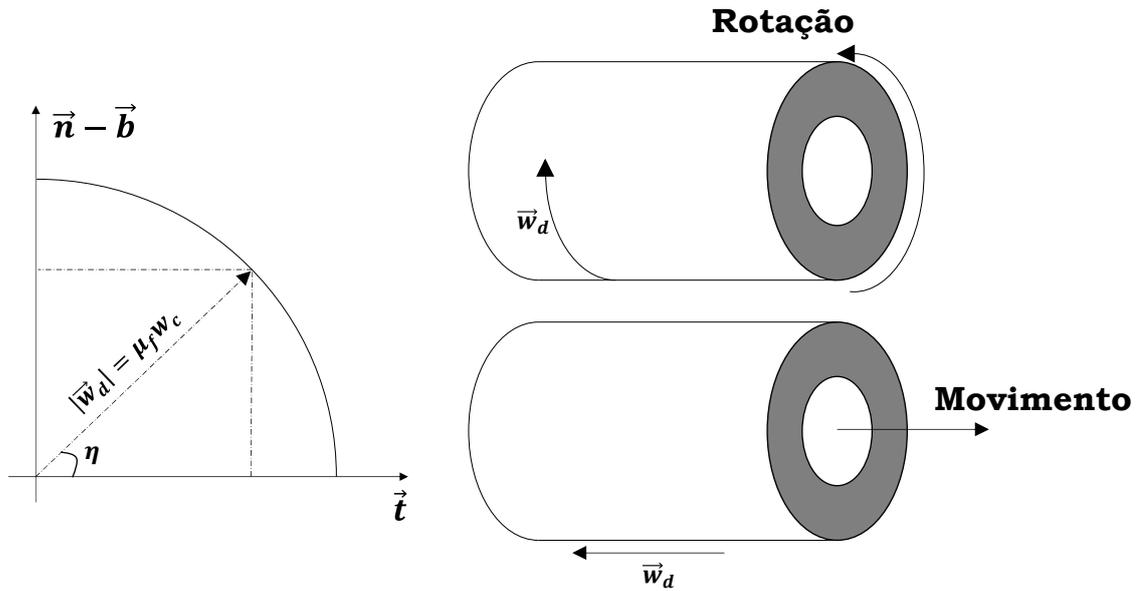
3.4.4 Consideração da movimentação axial e rotação combinados

O movimento combinado de rotação e deslizamento axial não é explorado por Mitchell e Samuel (2009), entretanto trata-se de algo comum durante o processo de perfuração de um poço. Este efeito pode ser considerado por meio da decomposição do efeito do atrito na direção tangente e no plano $\vec{n} - \vec{b}$, conforme a Figura 23.

Evidencia-se que a contribuição do arraste em cada direção depende da velocidade de rotação e da velocidade axial impostas a coluna. Calcula-se a velocidade resultante do movimento da coluna, por meio da combinação entre essas duas componentes, conforme Equação 3.45. Sendo a velocidade axial determinada pela taxa de perfuração caso o poço esteja sendo perfurado, ou pela velocidade de manobra nos demais casos. Já a velocidade rotacional é dada pelo produto da velocidade angular ω da coluna por seu raio externo r_o .

$$v^2 = v_a^2 + (\omega r_o)^2 \quad (3.45)$$

Figura 23 – Forças mecânicas atuantes com a rotação da coluna de perfuração.



Fonte: Autor

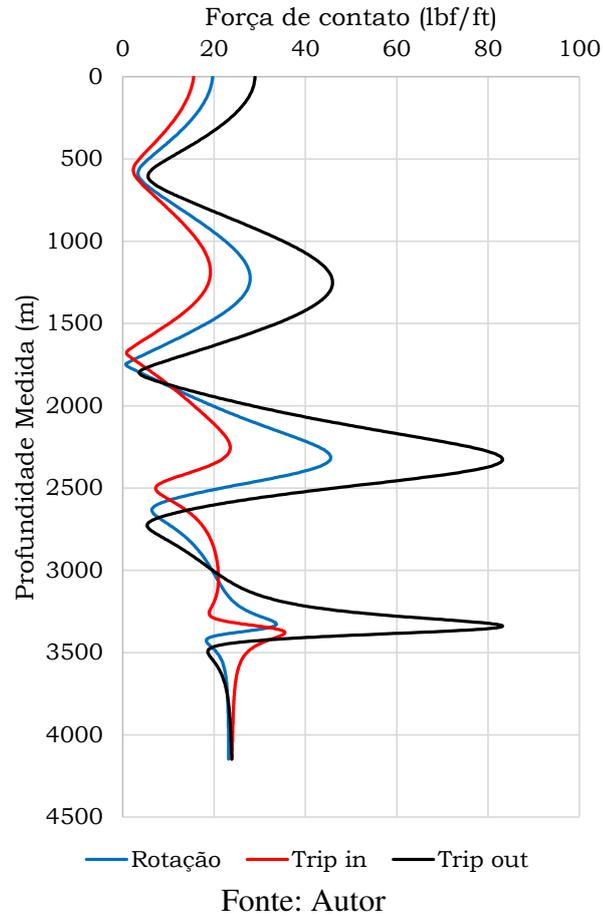
Desta maneira, a contribuição de cada velocidade indicará o quanto o arraste influenciará na sua respectiva direção, de modo que a Equação 3.46 deve ser utilizada para o cálculo do arraste.

$$\vec{w}_d = \frac{v_a^2}{v^2} (\pm \mu_f w_c \vec{t}) + \frac{(\omega r_o)^2}{v^2} (\pm \mu_f w_c (\sin(\theta) \vec{n} + \cos(\theta) \vec{b})) \quad (3.46)$$

3.5 Estudo de caso da aplicação de modelos de torque e arraste

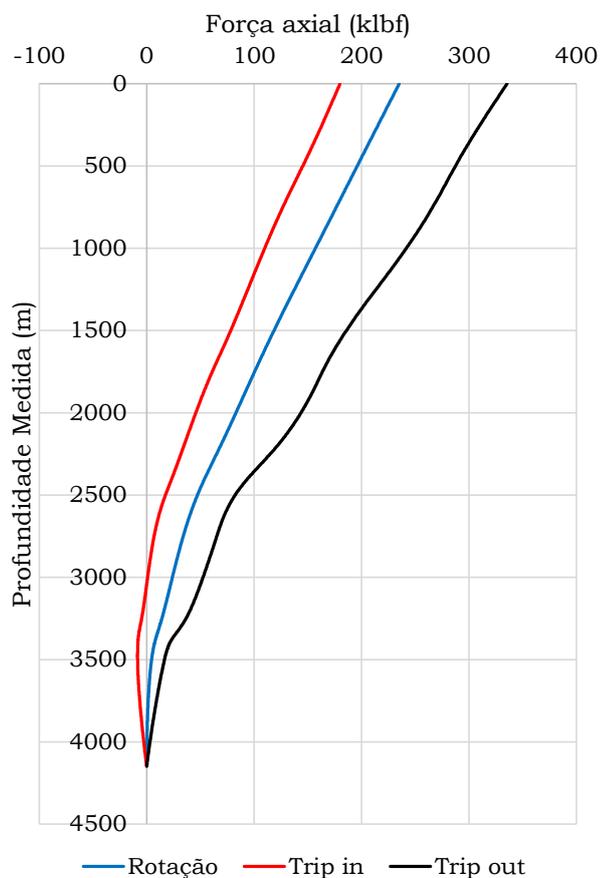
Para aplicação dos modelos será considerado o estudo de caso apresentado na Seção 2.6.2, do qual extraem-se os valores exatos associados à trajetória do modelo, como os vetores tangente, normal e binormal, assim como a curvatura e a torção, que por sua vez são calculadas por meio das expressões apresentadas no Apêndice A. Para os cálculos considerou-se um elemento tubular com diâmetro externo de $6\frac{5}{8}$ polegadas e espessura de 0,362 polegadas, com um peso de 27,7 lb/ft, e um fator de atrito de 0,25. Analisam-se as operações de *trip in*, em que a coluna está entrando no poço, de *trip out*, associada à saída da coluna do poço, e de circulação, caracterizada por não haver movimento axial da coluna. A Figura 24 apresenta as forças de contato obtidas com o uso do método *stiff-string* proposto por Mitchell e Samuel (2009), destacando-se que as maiores forças de contato ocorrem na operação de *trip out*.

Figura 24 – Força de contato provocada pelos tipos de operação analisados.



Durante o processo de cálculo da força de contato outras grandezas também são calculadas, a força axial é uma delas, na Figura 25 apresenta-se esta grandeza ao longo da profundidade para os três tipos de operações analisados. Pode-se observar que as maiores forças axiais ocorrem na operação de *trip out*, isto se dá pela contribuição do arraste na direção axial, provocando o aumento das forças de contato. Também vale destacar que na operação de *trip in* os valores negativos na força axial indicam que a coluna encontra-se em compressão, a depender do nível de compressão exercida a coluna pode apresentar flambagem e, para evitar tal situação, utiliza-se tubos mais rígidos na extremidade da coluna de perfuração, região que também é responsável pela imposição peso sobre a broca.

Figura 25 – Força axial na coluna provocada pelos tipos de operação analisados.



Os cálculos de força de contato também foram feitos considerando-se o modelo *soft-string*, o que revelou congruência de resultados entre os dois modelos, cujas diferenças absolutas máximas são apresentadas na Tabela 5. Nesta é possível observar que a maior diferença na força de contato ocorre na operação em que a coluna apresenta apenas rotação, tal diferença representa aproximadamente 3 % do valor apresentado pelo modelo *stiff-string*.

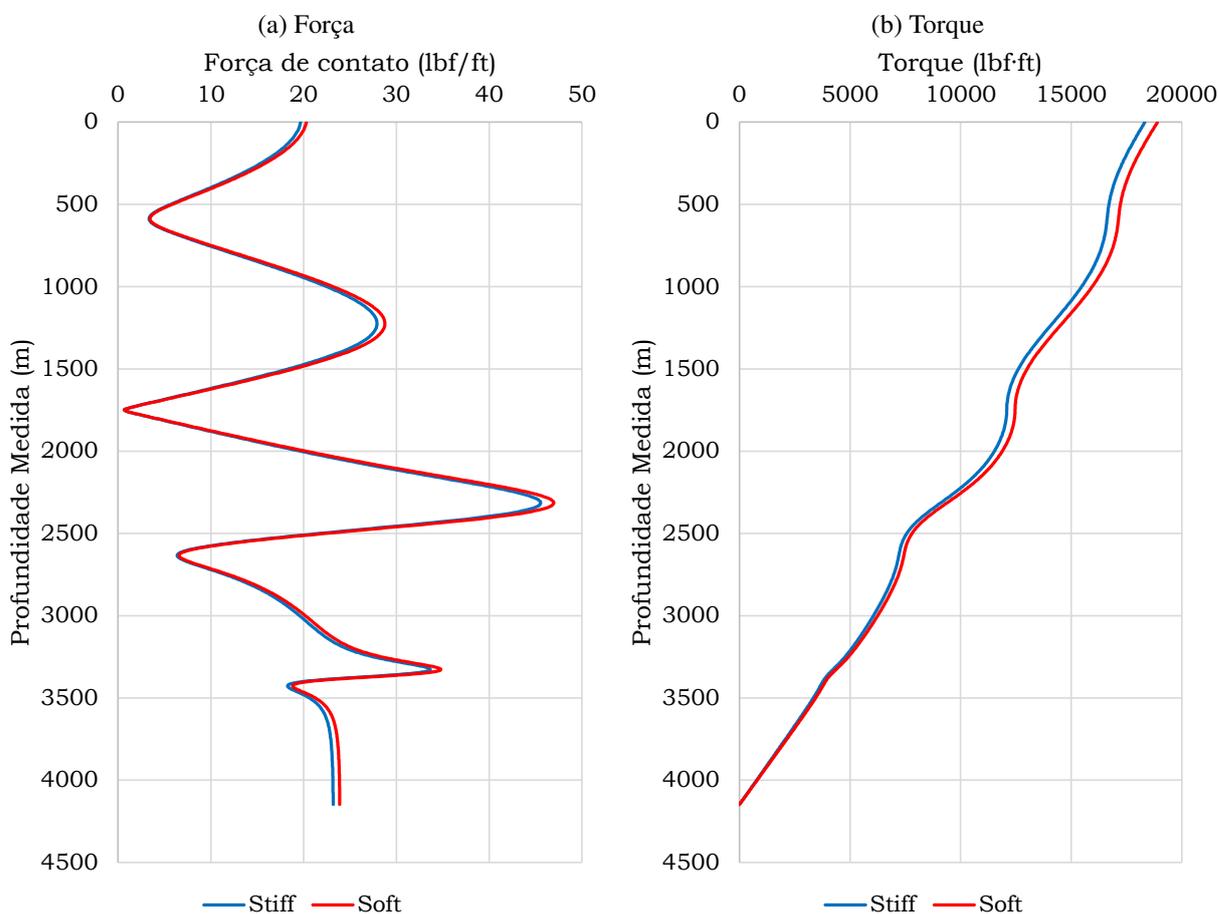
Tabela 5 – Maior diferença entre os modelos *stiff-string* e *soft-string*

Operação	Valor Absoluto / Valor Relativo		
	Força de contato (lbf/ft) / (%)	Força Axial (klbf) / (%)	Torque (lbf·ft) / (%)
<i>Trip in</i>	0,108 / 0,32	0,042 / 11,49	-
<i>Trip out</i>	0,134 / 0,17	0,044 / 0,17	-
Rotação	1,403 / 3,40	0,036 / 1,55	567,170 / 3,12

Como apresentado na Tabela 5 existe também uma diferença no torque ao qual a coluna está submetida na operação de circulação. Apesar da proximidade entre as forças de contato como apresentado na Figura 26a, o torque é um parâmetro que é acumulado à medida em que se escala em direção à cabeça do poço, deste modo a diferença nos valores tende a aumentar

quanto mais próximo se esteja desta região. A Figura 26b apresenta o torque na coluna para os dois modelos utilizados.

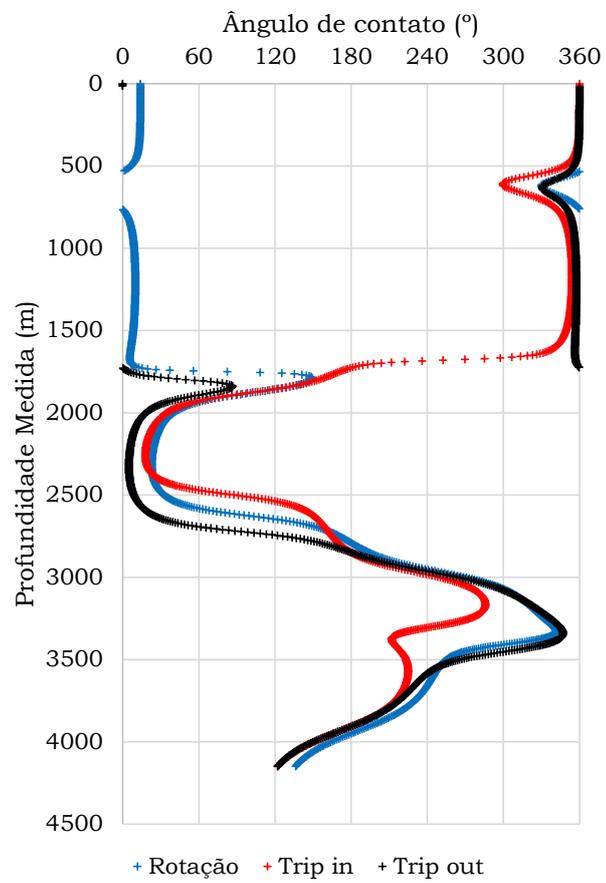
Figura 26 – Comparação da força de contato e torque na coluna para os modelos.



Fonte: Autor

Dentre as vantagens da utilização do modelo *stiff-string*, têm-se a incorporação do ângulo de contato ao modelo, com isto tal parâmetro também é obtido durante o processo de cálculo, cujos valores são apresentados na Figura 27 para os três tipos de operações analisados. Nesta, observa-se como a região em compressão na coluna influencia o ângulo de contato na operação de *Trip in*, esta informação é muito importante para o cálculo do desgaste, pois pode indicar sua ocorrência em pontos diferentes do revestimento.

Figura 27 – Ângulo de contato nos tipos de operação analisados.



Fonte: Autor

4 MODELAGEM DO DESGASTE DO REVESTIMENTO

O revestimento de poços iniciou com o entendimento da necessidade de se proteger as paredes do poço, este evoluiu de rudimentares alvenarias adotadas na antiguidade, para proteções de madeira, que por sua vez foram substituídos por tubos de ferro fundido utilizados até algumas décadas atrás, atualmente o revestimento é constituído por tubos de um aço especial (THOMAS et al., 2004).

A perfuração de um poço de petróleo é realizada em fases, sendo cada uma destas caracterizada pelo diâmetro da broca ou do alargador utilizado para sua perfuração. Normalmente o poço é constituído de três ou quatro fases, mas pode chegar a oito dependendo do caso. Após a finalização de cada fase é descida uma coluna de revestimento com o intuito de proteger as formações e permitir a utilização de um fluido de perfuração com o peso adequado para a perfuração da fase seguinte (ROCHA; AZEVEDO, 2009). Segundo Thomas et al. (2004) a coluna de revestimento possui as seguintes funções:

- Prevenir o desmoronamento do poço;
- Evitar a contaminação da água potável dos lençóis freáticos mais próximo à superfície;
- Permitir o retorno do fluido de perfuração à superfície;
- Impedir a migração de fluidos das formações;
- Sustentar os equipamentos de segurança de cabeça de poço;
- Confinar a produção ao interior do poço.

O arranjo básico adotado para o sistema de revestimentos assume o formato telescópico, sendo constituído por: revestimento condutor (10 m a 50 m), com a finalidade de sustentar sedimentos superficiais não consolidados; revestimento de superfície (100 m a 600 m), visando proteger os horizontes superficiais de água e prevenir o desmoronamento de formações inconsolidadas, geralmente é cimentado por toda sua extensão para evitar flambagem provocada pelo peso excessivo dos revestimentos subsequentes; revestimento intermediário (1000m a 4000m), possui a função de isolar e proteger zonas de alta ou baixa pressão, zonas com perda de circulação, e formações com fluidos corrosivos; e por fim o revestimento de produção que permite a produção do poço, dando suporte a suas paredes e conferindo o isolamento entre os intervalos produtores (THOMAS et al., 2004). Portanto basicamente as colunas que compõem o sistema de revestimento devem:

- Ser estanques;
- Possuir resistência adequada à solicitação;

- Possuir a extensão necessária para a execução das próximas etapas;
- Ter a menor espessura possível, por aspectos financeiros e de execução.

Rocha et al. (2011) apresentam que um aspecto importante relacionado ao sistema de revestimento e seu dimensionamento ao desgaste, este provocado pela fricção gerada com a rotação da coluna de perfuração utilizada na fase seguinte, sendo fundamental a simulação deste desgaste para que o projetista possa redimensionar o revestimento a fim de conferir maior resistência e durabilidade frente aos esforços previstos durante o seu dimensionamento.

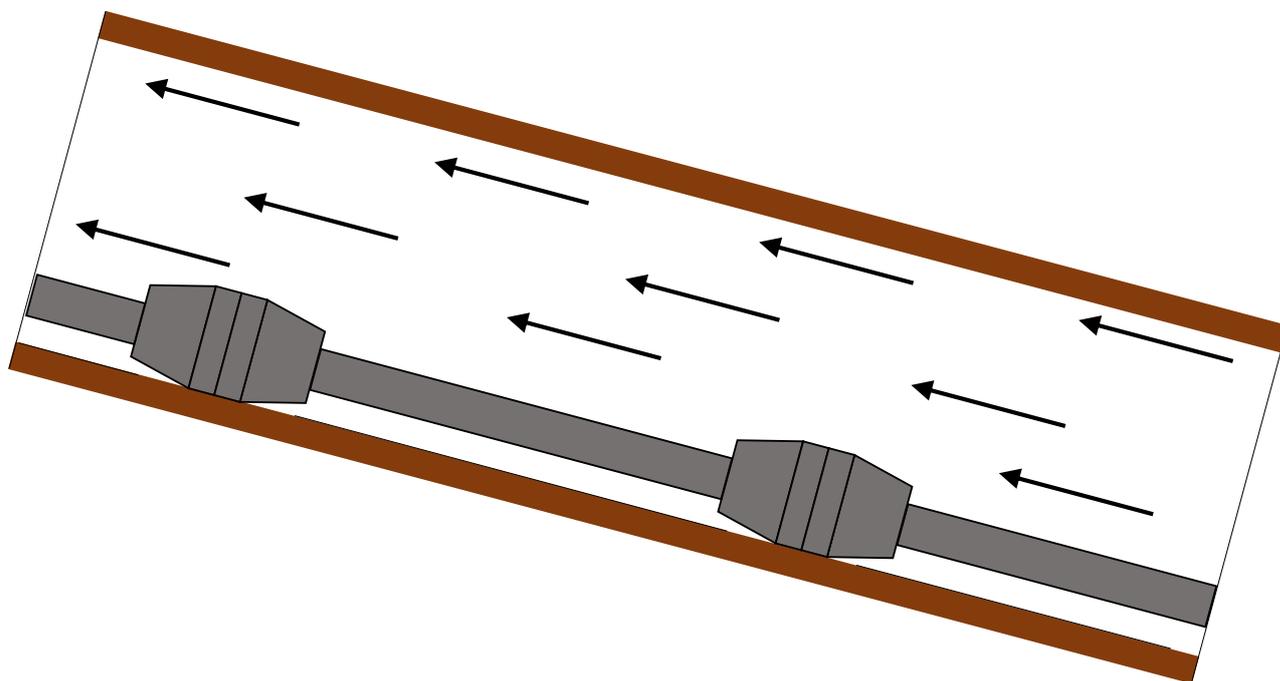
4.1 Estudo bibliográfico sobre modelos de desgaste

A interação mecânica entre a coluna de perfuração e o revestimento provoca uma remoção progressiva de material, e geralmente ocorre no revestimento, por ser constituído de um material menos resistente à abrasão que aquele adotado para a coluna de perfuração. Portanto, o desgaste no revestimento pode se tornar um problema crítico para a execução do poço, podendo inclusive provocar o *blowout* do poço.

O trabalho de Bradley e Fontenot (1975) retrata o primeiro grande esforço exercido pela indústria a fim de entender eficientemente os diferentes cenários de desgaste. Os autores desenvolveram procedimentos para estimar o desgaste no revestimento gerado pela rotação, manobras de descida e subida da coluna (*tripping*), e operações de avaliação do poço. Os autores concluíram que a rotação da coluna de perfuração representa o maior causador do desgaste de revestimento, quando comparado com o desgaste provocado pelas manobras da coluna. Além disto, constataram que o uso de protetores de borracha na coluna de perfuração, em locais com alto valor de força de contato, pode mitigar a intensidade do desgaste. Neste momento os autores também já constataram o efeito não linear da taxa de crescimento de desgaste em função da força de contato, e já existia o entendimento de que as *tool joints* apresentavam forte influência no desgaste do revestimento, portanto dados de sua geometria e do tipo de *hardfacing* devem ser utilizados nos modelos de previsão do desgaste. A Figura 28 procura ilustrar que o contato ocorre preponderantemente entre a *tool joint* e o revestimento.

Posteriormente, Williamson (1981) descreve um novo equipamento e procedimentos experimentais para realização de estudos sobre o efeito das forças de contato na geração do desgaste no revestimento, além disso o autor propõe que se deve substituir o uso da força de contato pelo uso da pressão de contato na estimativa do desgaste, pois esta possui uma correlação quadrática com a taxa de crescimento do desgaste, enquanto que a força de contato não possui correlação com o desgaste. O autor também concluiu que o uso de tubos de perfuração menores proporciona o aumento no número de pontos de contato, reduzindo as forças de contato e, conseqüentemente, o desgaste.

Figura 28 – Tubo de perfuração apoiado sobre a parede do poço.



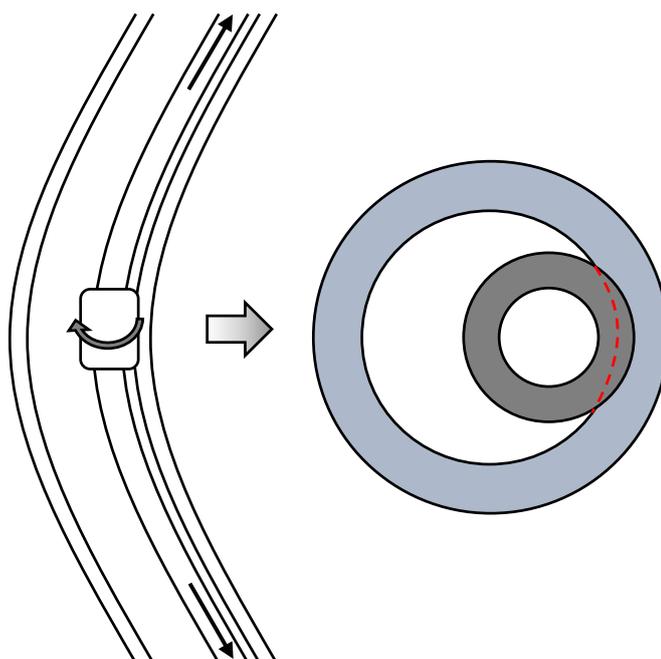
Fonte: Autor

White e Dawson (1987) propuseram um modelo linear para o cálculo da taxa de desgaste, neste o volume de material removido é proporcional à energia dissipada com o atrito durante o processo de desgaste. Os autores destacam que não encontraram evidência de um comportamento quadrático entre a taxa de desgaste e a pressão de contato, e que é preferível utilizar a força de contato na modelagem do desgaste. Em seu modelo, os autores consideram a rotação da coluna de perfuração como principal fator causador do desgaste, julgando desprezível a influência causada pelos movimentos de manobra. Este modelo considera o contato apenas entre as *tool joints* e o revestimento, e não o corpo da coluna de perfuração. A Figura 29 esquematiza a ação destas conexões como geradoras do desgaste, evidenciando o motivo pelo qual leva-se em consideração a sua geometria no modelo de remoção. Os autores também observaram que o desgaste não é afetado significativamente pelo teor de areia presente na lama de perfuração, e que o desgaste pode ocorrer mais rápido com a utilização de uma lama à base de óleo quando comparado com uma lama à base de água, sobre este tópico os autores ainda sugerem a realização de mais testes, uma vez que foram obtidos resultados diferentes dos colocados por outros autores.

Hall Jr et al. (1994), por sua vez, depois de realizarem mais de 300 testes de desgaste em laboratório, desenvolveram um modelo matemático que descreve o desgaste de tubos em termos da geometria do poço, do material utilizado no revestimento, da composição da lama e do programa de perfuração, além de incorporarem o conceito de fator de desgaste. Durante a avaliação do modelo os autores observaram dificuldades para aferir com qualidade o desgaste que ocorreu em campo, uma vez que os equipamentos da época foram desenvolvidos com o intuito de quantificar o desgaste corrosivo, o formato do desgaste mecânico provocava imprecisões na

sua determinação, e portanto propuseram um novo equipamento para este propósito. Os autores destacam que o cálculo da força de contato é a chave para o sucesso na precisão do desgaste, e que existe uma correlação entre o DLS e a força de contato, assim, para melhor previsão do desgaste, é importante o aumento na frequência dos registros direcionais, pois estes permitirão o cálculo mais preciso do DLS.

Figura 29 – Esquema de geração do desgaste provocado pelas *tool joints*.



Fonte: Autor

Em seguida, Hall Jr e Malloy (2005) estenderam os estudos acrescentando o conceito de pressão de contato limite, e obtêm uma evolução não linear do fator de desgaste com o tempo. Para isso foram realizados mais de 475 testes com duração de 8 horas para analisar o desgaste em revestimentos e em *risers*. A fim de estabelecer um teste de referência para a comparação dos fatores de desgaste do revestimento, foi adotado um conjunto de dimensões e condições padrão para conduzir o teste de desgaste, dentre as condições padrão estabelece-se valores para a força de contato, velocidade de rotação, material e diâmetros externo e interno do revestimento, entre outros; também foi definido tempo de 8 horas de duração do experimento, com a profundidade do desgaste sendo medida em intervalos de tempo decorridos de 15, 30, 120, 240, 360 e 480 minutos. Os autores introduziram o conceito de pressão de contato limite (CPT) como uma alternativa ao cálculo do volume de desgaste, pois apresentaram que a largura do desgaste pode ser calculada pela razão entre a força de contato e doze vezes a CPT, e com esta largura realiza-se o cálculo da profundidade do desgaste. Para a determinação desta CPT faz-se necessário determinar as curvas do fator de desgaste e do fator de desgaste diferencial em função da CPT, e para isto é preciso ter dados laboratoriais.

Posteriormente, Gao, Sun e Lian (2010) apresentam uma formulação de cálculo do desgaste baseada em princípios energéticos e acúmulo dinâmico de desgaste. Além disto, os

autores retiram a força de contato da formulação tradicional, substituindo-a por expressões que quantificam esta força em casos de seções tangentes. Os autores também apresentam formulações para o cálculo da profundidade do desgaste considerando a passagem de *tool joints* com diâmetros diferentes, além de um modelo mecânico para a determinação da localização do desgaste com base na trajetória do poço.

Alguns anos depois, Gao e Sun (2012) desenvolveram um modelo baseado no efeito da pressão de contato e não mais na força de contato, além de considerarem o fator de desgaste como variável e decrescente com o aumento da profundidade do desgaste (*wear groove*). Em seguida, Mitchell e Xiang (2012) propuseram um modelo baseado em tratamento estatístico para previsão e mitigação do desgaste em tubos de revestimento. Os autores também esclareceram que, pelos efeitos do torque e arraste serem cumulativos ao longo da coluna de perfuração, o DLS e a força de contato pontuais não são tão importantes quanto a média da força de contato no poço; porém, na modelagem do desgaste deve-se analisar os menores valores de pressão interna (*burst*) e externa (colapso) para ocorrência da falha, portanto o máximo valor de DLS é mais importante que o valor médio, já que um *dogleg* elevado em uma pequena região pode elevar a força de contato ao ponto de provocar a falha neste local.

Entre os trabalhos recentes sobre o tema destaca-se o trabalho de Kumar e Samuel (2015) que busca fornecer mais detalhes sobre o fator de desgaste, evidenciando as incertezas associadas à sua determinação, e destacando a influência que o desgaste exerce sobre a integridade do revestimento. Em seguida, Samuel et al. (2016) destacam que por muito tempo utilizou-se modelos *soft-string* de torque e arraste para a determinação das forças de contato, o que conseqüentemente elevou o desgaste previsto, portanto os autores sugerem o uso de modelos *stiff-string* de torque e arraste para o cálculo mais preciso da força de contato, pois este modelo permite considerar a rigidez a flexão da coluna e permite estimar os pontos de contato; a previsão dos pontos de contato é o principal diferencial para o modelo de desgaste, pois permite a modelagem de múltiplos pontos de remoção e reduz a superestimativa do desgaste ao distribuir o desgaste em diferentes canaletas. Neste trabalho o autor também fornece expressões para modelagem do desgaste provocado por operações com reciprocação (movimento repetitivo de subida e descida da coluna muito utilizado na limpeza do poço), e sugere que, para melhorar a previsão do desgaste, a posição da broca varie de 30 em 30 pés até atingir a profundidade planejada, assim as forças de contato e o incremento do desgaste deverão ser calculados em cada um destes momentos. No mesmo ano Vavasseur et al. (2016) incluiu na modelagem do desgaste o efeito do contato entre o tubo de perfuração e o revestimento, este efeito não é muito discutido devido a dificuldade envolvida para determinar se o corpo do tubo de perfuração entrou em contato com a parede interna do tubular. Por fim, vale citar que também existem modelos que consideram a flambagem da coluna de perfuração no cálculo do desgaste, como é o caso do trabalho de Tan, Gao e Zhou (2018).

4.2 Cálculo do volume de desgaste

Nesta seção busca-se apresentar o desenvolvimento da formulação comumente adotada para quantificação do volume de desgaste, as variáveis foram uniformizadas para facilitar a percepção das alterações que foram sendo realizadas. Como previamente apresentado, o trabalho pioneiro na área foi o de Bradley e Fontenot (1975) ao desenvolverem uma equação para o cálculo do desgaste (*wear volume*, WV) provocado pelas *tool joints* para diferentes tipos de operações, de modo que para operações de manobra tal equação é apresentada da seguinte maneira:

$$WV = C_{wt} w_{c_lb} SD_{ft} \quad (4.1)$$

sendo WV o volume de desgaste em polegadas cúbicas por pé, C_{wt} um coeficiente de desgaste associado com o tipo de operação, w_{c_lb} a força de contato em libras, e SD_{ft} a distância transversal percorrida sobre o desgaste em pés. Sendo essa distância calculada conforme equação:

$$SD_{ft} = 2 N_t E_{tj} (Prof_t - Prof_w) \quad (4.2)$$

considerando N_t o número de corridas por dia, para o qual geralmente se assume o valor 1 para brocas convencionais e 0,25 para brocas de diamante, E_{tj} a fração da *tool joint* que está em contato com a região desgastada e normalmente assume o valor de 0,1, $Prof_t$ a profundidade medida da broca no momento de interesse do cálculo em pés, e $Prof_w$ a profundidade medida no ponto de interesse para o cálculo do desgaste em pés.

Posteriormente, White e Dawson (1987) trabalharam a formulação para que esta adotasse a energia dissipada com o atrito entre as superfícies e inseriram na formulação o conceito de eficiência de desgaste, sendo este um fator adimensional que visa ajustar o valor do desgaste para o caso a ser analisado. Os autores também introduziram a dureza *Brinell* à formulação, de maneira que o desgaste torna-se proporcional à energia e inversamente proporcional à dureza, conforme equação:

$$WV = \frac{E_w \mu_f w_{c_lb} SD}{H} \quad (4.3)$$

sendo E_w o fator adimensional que indica a eficiência do desgaste, H a dureza *Brinell* em libras força por polegada quadrada, μ_f o fator de atrito, e SD_{ft} passa a ser SD representando a distância de deslizamento provocada pela rotação da *tool joint* em polegadas. Desta forma $\mu_f w_c SD$ consiste na energia dissipada pelo atrito, e SD passa a ser calculado pelo produto entre o número de rotações que a coluna sofreu e o comprimento da circunferência da *tool joint*.

Em seguida, Hall Jr et al. (1994) resumem o cálculo do volume de desgaste como sendo a razão entre o trabalho do atrito por pé e a energia específica necessária para remover uma

polegada cúbica de aço, sendo o trabalho dado pelo produto entre a força de contato o fator de atrito e a distância de deslizamento. Assim, a formulação deixa de utilizar a força de contato w_{c_lb} em $lb\,f$ e passa a utilizar uma força de contato na *tool joint* w_{c_tj} distribuída e dada em libras por pé. Além disto, os autores introduzem o conceito do fator de desgaste W_f à formulação, sendo este a razão entre o fator de atrito e a energia específica, e expresso em $10^{-10}in^2/lb\,f$ ou $10^{-10}psi^{-1}$, portanto matematicamente substituiu-se a relação $E_w \mu_f / H$ pelo fator de desgaste W_f como apresentado na Equação 4.4.

$$WV = W_f w_{c_tj} SD \quad (4.4)$$

No trabalho de Hall Jr e Malloy (2005) mantém-se a equação de cálculo do volume, mas é fornecida uma expressão para o cálculo da distância de deslizamento SD , na qual os autores adotaram a mesma premissa descrita por White e Dawson (1987), mas inserindo uma relação do comprimento da *tool joint* com o comprimento do tubo entre as *tool joints*. A relação visa distribuir a força de contato ao longo desse comprimento efetivo de tubo, dando uma nova leitura ao que era tratado como força de contato na *tool joint*. Desta forma, a seguinte equação para o cálculo da distância de deslizamento é apresentada:

$$SD = \pi D_{tj} 60 RPM t \frac{L_{tj}}{12 L_{dp}} \quad (4.5)$$

sendo D_{tj} o diâmetro externo da *tool joint* em polegadas, RPM a velocidade de rotação em rotações por minuto, t o tempo de rotação em horas, L_{tj} o comprimento da *tool joint* em polegadas, e L_{dp} o comprimento do *drill pipe* que é igual a distância entre as *tool joints* em pés. Percebe-se por meio da Equação 4.5 que πD_{tj} representa o comprimento circunferencial da *tool joint*, e $60 RPM t$ o número de revoluções que ocorreram.

Mitchell e Xiang (2012) reorganizam as equações e apresentam a seguinte expressão para o cálculo da força de contato por pé na *tool joint* w_{c_tj} em função da força lateral por pé no *drill pipe* w_c :

$$w_{c_tj} = \frac{12 w_c L_{dp}}{L_{tj}} \quad (4.6)$$

desta forma a força de contato calculada pelos modelos de torque pode ser aplicada diretamente e o cálculo do volume de desgaste se reduz a Equação 4.7.

$$WV = W_f w_c \pi D_{tj} 60 RPM t \quad (4.7)$$

O processo de desenvolvimento da equação de modelagem do desgaste focou no desgaste originado pela rotação da coluna, mas existem operações nas quais esta rotação não ocorre,

portanto Samuel et al. (2016) apresentam a seguinte expressão para este cálculo:

$$WV = W_f w_c 12 (Prof_t - Prof_w) \quad (4.8)$$

percebe-se que basicamente foi realizado o resgate da expressão de Bradley e Fontenot (1975). Os autores também propõem que para simular o movimento da coluna de perfuração, a broca deve variar sua posição em passos de 30 *ft*, assim calcula-se a força de contato em cada uma dessas profundidades e incrementa-se o desgaste. Ainda neste trabalho, os autores apresentam a seguinte expressão para o cálculo do volume de desgaste em operações que envolvem a reciprocação da coluna:

$$WV = W_f w_c \sqrt{(12L_{stk})^2 + (\pi D_{tj} RPM t_{stk})^2} \quad (4.9)$$

sendo L_{stk} o comprimento de uma subida ou descida da coluna em pés (comprimento de um *stroke*), e t_{stk} o tempo gasto nesse movimento em minutos.

Dois outros modelos de desgaste serão brevemente citados, por apresentarem uma boa justificativa para seu uso, ainda que não sejam amplamente difundidos na indústria como os anteriores. Em Samuel e Gao (2014) é apresentado o modelo de desgaste denominado *Hertzian Wear-Efficiency Model*, que procura considerar o caráter deformável apresentado pelo material do revestimento, e a tensão máxima de compressão ocorrida pelo contato entre a *tool joint* e o revestimento. Neste sentido, os autores levam a crer que, por inserir propriedades dos materiais envolvidos (módulo de elasticidade, coeficiente de *poisson*) ao modelo, reduz-se as incertezas do processo, entretanto o modelo ainda apresenta um coeficiente de desgaste que depende do material. Já o modelo apresentado por Kumar e Samuel (2014) procura considerar o desgaste provocado pelo impacto constante da coluna de perfuração sobre o revestimento (*Impact Wear-Efficiency Model*), sendo aplicável em casos que a coluna de perfuração sofre com vibrações, podendo atingir frequência próximas a de ressonância. Este modelo divide-se em versões parabólica, elíptica, cossenoidal e positivamente inclinada, pois cada um destes considera uma equação diferente para a variação da força de contato ao longo do tempo de impacto.

4.3 Cálculo da profundidade do desgaste

Foram encontradas na literatura diferentes equações para determinação da profundidade de desgaste, mas basicamente tais equações adotam a mesma premissa básica de se calcular a profundidade com base na geometria da *tool joint*. Tendo em vista que a formação do desgaste pode ser decorrente da passagem de *tool joints* com diâmetros diferentes, ao longo da perfuração das diferentes fases do poço, pode-se destacar três casos de geração de desgaste. O primeiro caso considera que o desgaste foi provocado por *tool joints* de mesmo diâmetro, o segundo considera que o diâmetro da *tool joint* das primeiras operações é maior que o diâmetro das operações

seguintes e, desta forma, ocorre a geração de desgaste internamente a região já desgastada, e o terceiro caso ocorre se o diâmetro das primeiras operações for menor que o diâmetro das operações seguintes (operação de alargamento, por exemplo). Arranjos mais complexos podem existir, mas a formulação apresentada aqui se limita a estas três possibilidades.

4.3.1 Caso sem variação do diâmetro das *tool joints* (*single crescent-shaped wear*)

Para o cálculo da profundidade do desgaste, Hall Jr e Malloy (2005) apresentam uma metodologia de cálculo da largura do desgaste Wi em polegadas, para isto é utilizada a força de contato na *tool joint* e a pressão de contato limite no revestimento conforme a seguinte equação:

$$Wi = \frac{w_{c_tj}}{CPT} \quad (4.10)$$

com esta largura torna-se possível determinar a profundidade do desgaste da seguinte forma:

$$h = R_{tj} - r_c + 0,5 \left(\sqrt{4 r_c^2 - Wi^2} - \sqrt{4 R_{tj}^2 - Wi^2} \right) \quad (4.11)$$

sendo h a profundidade do desgaste em polegadas, R_{tj} o raio externo da *tool joint* em polegadas, e r_c o raio interno do tubo de revestimento também em polegadas. Com o uso da Equação 4.10 tem-se a vantagem de não ser necessário o cálculo do volume de desgaste, mas é preciso determinar a pressão de contato limite, e esta envolve calcular o fator de desgaste convencional e o diferencial, portanto não é uma metodologia de fácil aplicação.

As demais expressões para o cálculo da profundidade fazem uso do volume de desgaste por pé ou da área de desgaste, que por sua vez são determinados pela mesma equação. Portanto, Mitchell e Xiang (2012) apresentam o conjunto de Equações 4.12 a 4.16 que permitem o cálculo da profundidade do desgaste,

$$WV = 12 (\theta_{tj} R_{tj}^2 + 2 \sqrt{Aux_p (Aux_p - r_c)(Aux_p - R_{tj})(Aux_p - S) - \theta_c r_c^2}) \quad (4.12)$$

$$S = r_c - (R_{tj} - h) \quad (4.13)$$

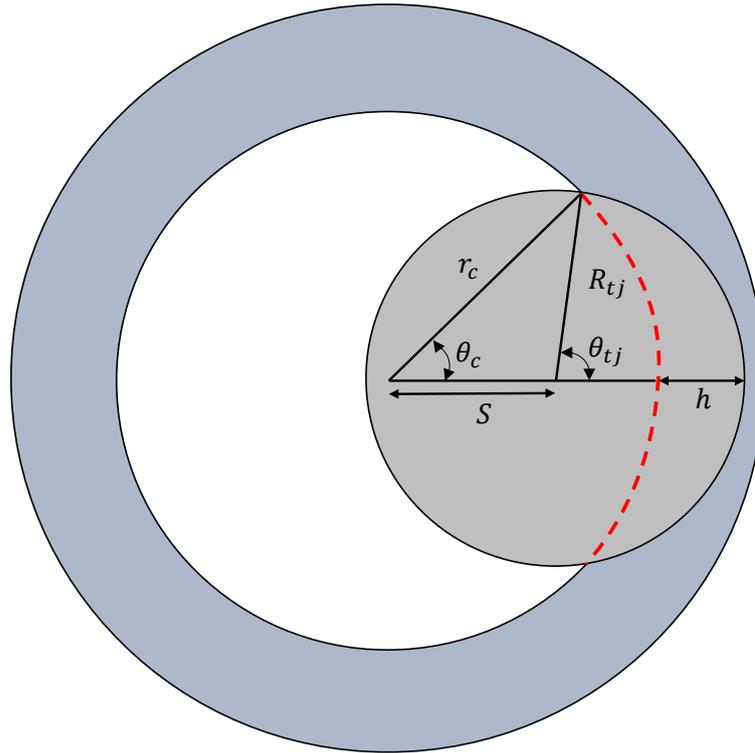
$$Aux_p = \frac{r_c + R_{tj} + S}{2} \quad (4.14)$$

$$\cos(\theta_c) = \frac{r_c^2 + S^2 - R_{tj}^2}{2 r_c S} \quad (4.15)$$

$$\theta_{tj} = \arctan \left(\frac{r_c \sin(\theta_c)}{r_c \cos(\theta_c) - S} \right) \quad (4.16)$$

sendo S a excentricidade da *tool joint* em polegadas, θ_c o ângulo em radianos entre o centro do revestimento e a extremidade do desgaste, θ_{tj} o ângulo em radianos entre o centro da *tool joint* e a extremidade do desgaste, e Aux_p apenas uma variável auxiliar, tais parâmetros podem ser visualizados na Figura 30. Por se tratar de um sistema de equações não linear pode-se utilizar métodos como Método Secante, Método da Bisseção, Método de Newton, entre outros para a sua resolução.

Figura 30 – Geometria do desgaste provocado pela rotação das *tool joints*.



Fonte: Autor

Como alternativa a estas equações de cálculo do desgaste, Gao, Sun e Lian (2010) apresentam a seguinte expressão:

$$A_{wear} = 2 \int_0^{Wi} \left(S + \sqrt{R_{tj}^2 - x^2} - \sqrt{r_c^2 - x^2} \right) dx \quad (4.17)$$

em que A_{wear} é a área de desgaste em polegadas ao quadrado, que pode ser determinada pela Equação 4.7 de cálculo do volume de desgaste por pé, pois são grandezas equivalentes. Com o desenvolvimento da integral a profundidade do desgaste pode ser determinada pelo conjunto de equações a seguir:

$$A_{wear} = R_{tj}^2 \arcsen \left(\frac{Wi}{R_{tj}} \right) - R_c^2 \arcsen \left(\frac{Wi}{R_c} \right) + S Wi \quad (4.18)$$

$$Wi = \sqrt{r_c^2 - \frac{(r_c^2 + S^2 - R_{tj}^2)^2}{4 S^2}} \quad (4.19)$$

$$h = S - r_c + R_{tj} \quad (4.20)$$

observou-se que o uso de tais expressões resulta, como esperado, no mesmo valor apresentado pelo uso das equações descritas em Mitchell e Xiang (2012).

4.3.2 Caso que diâmetro da *tool joint* diminui (*Sharp crescent-shaped wear*)

Como apresentado por Gao, Sun e Lian (2010) este caso considera que ocorreu uma redução do diâmetro da *tool joint* que provoca o desgaste no revestimento, de modo que com a existência de um desgaste prévio o novo desgaste estará interno à este. Existe a possibilidade de, caso o diâmetro da última *tool joint* seja muito próximo do diâmetro da *tool joint* anterior, que a largura do novo desgaste atinja a largura do desgaste anterior, caso isto aconteça o cálculo da profundidade poderá ser feito pelo método anteriormente apresentado. A formulação de cálculo da área do desgaste enquanto a largura deste novo desgaste for menor que a largura do desgaste prévio, como exemplificado na Figura 31, é dada pela equação:

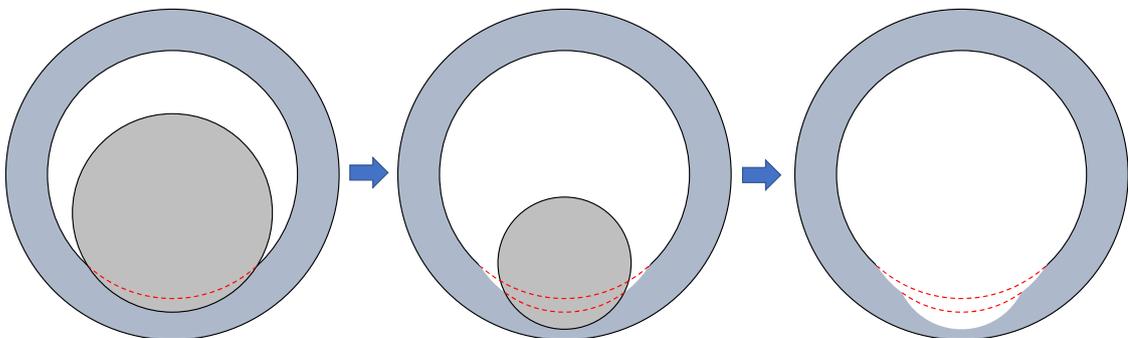
$$A_{wear} = R_{tj2}^2 \arcsen\left(\frac{d_2}{R_{tj2}}\right) - R_{tj1}^2 \arcsen\left(\frac{d_2}{R_{tj1}}\right) + (S_2 - S_1)Wi_2 \quad (4.21)$$

sendo R_{tj2} o raio da segunda *tool joint*, R_{tj1} o raio da primeira *tool joint*, S_2 a excentricidade da segunda *tool joint*, S_1 a excentricidade da primeira *tool joint*, Wi_2 a largura do desgaste gerada passagem da segunda *tool joint*, esta por sua vez é calculada pela equação:

$$Wi_2 = \sqrt{R_{tj1}^2 - \left(\frac{R_{tj2}^2 - R_{tj1}^2 - (S_2 - S_1)^2}{2(S_1 - S_2)}\right)^2} \quad (4.22)$$

por se tratar de um segundo desgaste, tem-se o valor de excentricidade da primeira *tool joint* S_1 , permitindo assim o cálculo da profundidade final do desgaste.

Figura 31 – Tubo de perfuração apoiado sobre a parede do poço.

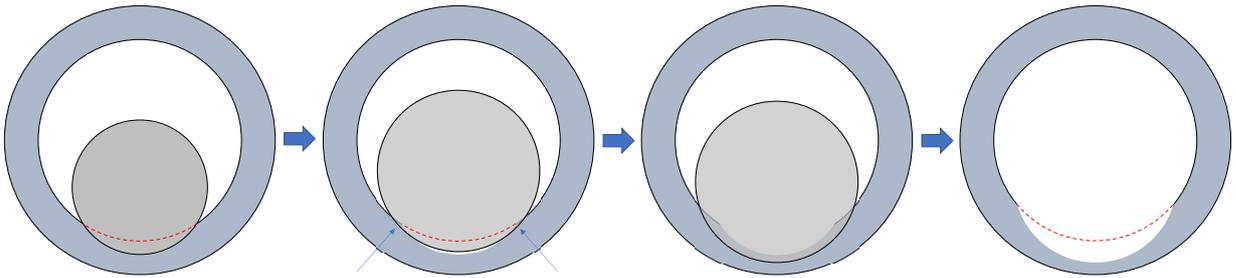


Fonte: Autor

4.3.3 Caso que diâmetro da *tool joint* aumenta (*Blunt crescent-shaped wear*)

Neste caso observa-se um aumento na largura do desgaste gerado pela passagem da segunda *tool joint*, mas, como apresentado na Figura 32, a área do desgaste precisará atingir um determinado valor antes de a profundidade do desgaste voltar a crescer, pois existirão arestas que precisarão ser desgastadas para permitir que a segunda *tool joint* alcance a profundidade do desgaste prévio.

Figura 32 – Tubo de perfuração apoiado sobre a parede do poço.



Fonte: Autor

Como o foco consiste na determinação da profundidade do desgaste, apresenta-se a formulação para o cálculo da área de desgaste crítico necessária para o início do crescimento deste desgaste. Caso esta área não seja atingida, a profundidade não aumenta, e caso seja ultrapassada, a profundidade poderá ser calculada pela formulação apresentada na seção 4.3.1.

$$A_{wear_cri} = R_{tj1}^2 \arcsen\left(\frac{W_{i_cri}}{R_{tj1}}\right) - r_c^2 \arcsen\left(\frac{W_{i_cri}}{r_c}\right) + S_1 W_{i_cri} \quad (4.23)$$

sendo A_{wear_cri} a área crítica necessária para início do crescimento da profundidade do desgaste, W_{i_cri} a largura crítica desta área, e S_1 a excentricidade da primeira *tool joint* que gerou o desgaste prévio. W_{i_cri} e S_1 são dados pelas seguintes equações:

$$W_{i_cri} = \sqrt{r_c^2 - \frac{(R_c^2 + S_1^2 - R_{tj1}^2)^2}{4S_1^2}} \quad (4.24)$$

$$S_1 = h_1 + r_c - R_{tj1} \quad (4.25)$$

De posse da Equação 4.23, e com as formulações previamente descritas, é possível identificar diferentes geometrias de desgaste e com isto quantificar com maior precisão o desgaste no revestimento.

4.4 Fator de desgaste

As metodologias para estimar o desgaste em tubos de revestimento nos poços de petróleo apresentam o fator de desgaste W_f como um parâmetro importante para a previsão. O fator

de desgaste tem por objetivo aproximar as imprecisões envolvidas no processo de geração do desgaste, sendo este fator muitas vezes determinado pela experiência do operador em projetos similares. Têm-se que o fator de desgaste está diretamente associado ao coeficiente de atrito ou fator de atrito, entretanto, diversos outros fatores afetam sua quantificação, como as propriedades do fluido de perfuração, presença de protetores na coluna de perfuração, material da *tool joint*, material do revestimento, dentre outros. Apesar da grande importância deste fator, os valores obtidos experimentalmente não correspondem com os valores aferidos em campo, levando a ajustes e manipulações deste fator com o intuito de igualar os valores aferido e previsto. Por este processo de calibração ser extenso, o fator de desgaste passou a ser considerado como um simples fator de ajuste (KUMAR; SAMUEL, 2015).

Observa-se que é necessário avaliar o desgaste tanto no revestimento quanto na coluna de perfuração, neste sentido para reduzir o desgaste nas *tool joints* da coluna de perfuração deposita-se ligas antidesgaste chamadas de *hardbandings*, com isso confere-se maior resistência abrasiva em tais elementos, mas a depender do material utilizado pode-se elevar o desgaste no revestimento.

O conceito de fator de desgaste foi introduzido por Hall Jr et al. (1994), este parte do princípio de que o volume de aço removido por unidade de comprimento do revestimento é proporcional ao trabalho do atrito gerado entre a coluna de perfuração e o revestimento durante as operações de perfuração. Para o cálculo do fator de desgaste têm-se a Equação 4.26, este definido como sendo a razão do coeficiente de atrito μ pela energia específica ε , isto é, a quantidade de energia requerida para remover uma unidade de volume de aço.

$$W_f = \frac{\mu}{\varepsilon} \quad (4.26)$$

Tendo em vista que o fator de desgaste tem como função atenuar as imprecisões envolvidas no processo de geração do desgaste por meio de uma única parcela, o seu valor deve ser cuidadosamente avaliado. Quando não se possui uma boa estimativa para o fator de desgaste, é comum utilizar fatores de desgaste elevados no dimensionamento dos tubulares de revestimento com o intuito de evitar falhas, entretanto, com isso provoca-se um aumento no custo da perfuração e completação de cada poço. Segundo Kumar e Samuel (2015) o fator de desgaste varia intensamente de acordo com o cenário de perfuração e propriedades dos materiais, a exemplo, caso o material utilizado nas *tool joints* seja mais agressivo, a coluna de perfuração terá um acréscimo em sua vida útil, mas terá um elevado fator de desgaste e aumentará o desgaste caso comparado com o caso da utilização de um material mais polido; o fluido de perfuração por possuir propriedades lubrificantes também influencia no valor deste fator, por exemplo fluidos a base de água lubrificam menos e elevam o fator de desgaste quando comparados com fluidos a base de óleo, além disto a densidade, a viscosidade, e as adições presentes no fluido também interferem no fator de desgaste; ainda segundo os autores, não aparenta existir correlação entre o grau do aço do revestimento e o fator de desgaste, uma vez que para um mesmo grau constatou-se

variações de grande magnitude.

Diversos experimentos foram realizados ao longo dos anos tendo como intuito a determinação mais precisa do fator de desgaste, entretanto existem muitos aspectos envolvidos. Diversos autores realizam estudos acerca da influência de diferentes parâmetros no fator de desgaste, tais como, a trajetória do poço, a influência do tipo de lama de perfuração, o tipo do material da *tool joint*, dentre outros. As Tabelas 6, 7, 8, 9 e 10 apresentam um compilado dos resultados encontrados.

Tabela 6 – Fator de desgaste associado a protetores do tubo de perfuração (MITCHELL; XIANG, 2012).

Tipo	Protetor com revestimento enferrujado	Protetor com revestimento médio	Protetor com revestimento polido
Fator de desgaste ($10^{-10}psi^{-1}$)	4,1	2,1	0,06

Tabela 7 – Fator de desgaste associado ao tipo da lama de perfuração (MITCHELL; XIANG, 2012).

Tipo	Base água - <i>tool joint</i> de aço	Base óleo - <i>tool joint</i> de aço
Fator de desgaste ($10^{-10}psi^{-1}$)	0,5 - 40	0,3 - 5

Tabela 8 – Fator de desgaste associado ao tipo do poço (MITCHELL; XIANG, 2012).

Tipo do poço	Horizontal	Poços em águas profundas	Poços direcionais
Fator de desgaste ($10^{-10}psi^{-1}$) - médio	10 - 60	2 - 7	1,5 - 10
Fator de desgaste ($10^{-10}psi^{-1}$) - máximo	20 - 240	7 - 10	2 - 18

Tabela 9 – Fator de desgaste associado ao material da coluna de revestimento (Para *tool joint* de material N-80) (HALL JR; MALLOY, 2005).

Material	PC-445	Aço AISI 4145
Fator de desgaste ($10^{-10}psi^{-1}$)	0,93	5,50

Tabela 10 – Fator de desgaste associado ao material da *tool joint* (POSS; HALL JR, 1995).

Material	Aço liso	Carboneto de tungstênio liso	Carboneto de tungstênio muito áspero	SmoothX* Superfície lisa	Armacor-M*
Fator de desgaste ($10^{-10} psi^{-1}$)	5 - 8	6 - 11	1400 - 1850	7 - 8	1 - 3

Considerando as altas incertezas relacionadas ao processo de previsão do desgaste, observa-se que o fator de desgaste apresenta uma grande variação em seu valor, isto reflete conseqüentemente na quantificação do desgaste previsto. Ainda, deve-se destacar que o problema de estimativa do desgaste se diferencia de outros problemas físicos de previsão utilizados pela indústria, uma vez que possui o objetivo de estimar com precisão os valores de pico de desgaste e não o seu valor médio. Estando claro que o fator de desgaste é influenciado de diversas formas, e levando em consideração que o surgimento de programas complexos de perfuração tem proporcionado arranjos complexos na composição dos materiais da coluna de perfuração e do revestimento, seria um erro considerar um fator de desgaste único para todo o poço, portanto a depender do caso sugere-se a adoção de múltiplos fatores de desgaste.

Outro ponto que deve ser analisado consiste no comportamento não linear do fator de desgaste, este foi discutido por Hall Jr e Malloy (2005) que, ao realizar os experimentos, observaram que a formação da canaleta do desgaste não variava de forma direta com a duração do teste, ou seja, a profundidade do desgaste evolui de forma não linear. Neste aspecto também constatou-se em laboratório que, após a profundidade do desgaste atingir um valor que represente 40 % do valor da espessura do revestimento, o crescimento do desgaste passa a ter uma relação linear com o tempo, além disto o fator de desgaste determinado em laboratório permite estimar com precisão apenas quando o desgaste atinge essa região linear. Neste sentido é importante definir o desgaste percentual linear W_{ep} , sendo calculado com base na profundidade de desgaste estimada pelos métodos descritos na seção anterior, conforme equação:

$$W_{ep} = 100 \frac{h}{e_c} \quad (4.27)$$

sendo e_c a espessura do revestimento em polegadas. Observou-se que ao utilizar o fator de desgaste definido em laboratório era obtido um valor de desgaste percentual muito pequeno nos casos de percentuais de desgaste inferiores a 40 %, mas quando o desgaste previsto apresentava valores acima de 40 % o valor ficava bem próximo do real. Portanto, existem duas maneiras de se inferir essa não linearidade, uma delas é encontrar a expressão não linear para o fator de desgaste, e a outra consiste em utilizar correlações empíricas para corrigir este comportamento.

4.4.1 Consideração da não linearidade do fator de desgaste

Com o intuito de estimar o fator de desgaste não linear, Hall Jr e Malloy (2005) propõem que, para a obtenção do volume de desgaste, se normalize o gráfico que relaciona a profundidade de desgaste com o tempo de teste, essa normalização consiste simplesmente em traçar o gráfico do volume de desgaste em função do trabalho ψ . Este trabalho é dado pelo produto entre a distância de deslizamento SD e a força de contato SF , com isto ajusta-se os dados por meio da equação:

$$WV = Aux_a \left(1 - e^{-Aux_b \psi^{Aux_c}} \right) \quad (4.28)$$

sendo Aux_a , Aux_b e Aux_c obtidas pelo ajuste. Com estas variáveis Hall Jr e Malloy (2005) apresentam a seguinte expressão para o fator de desgaste em função do trabalho:

$$W_f(\psi) = \frac{WV(\psi)}{\psi} = \frac{Aux_a \left(1 - e^{-Aux_b \psi^{Aux_c}} \right)}{\psi} \quad (4.29)$$

tornando-se possível utilizar a Equação 4.27 para o cálculo do desgaste não linear.

Outra metodologia de se inferir a não linearidade consiste na utilização correlações empíricas, por exemplo Mittal, Samuel e Gonzales (2019) apresentam a seguinte equação para o cálculo deste fator:

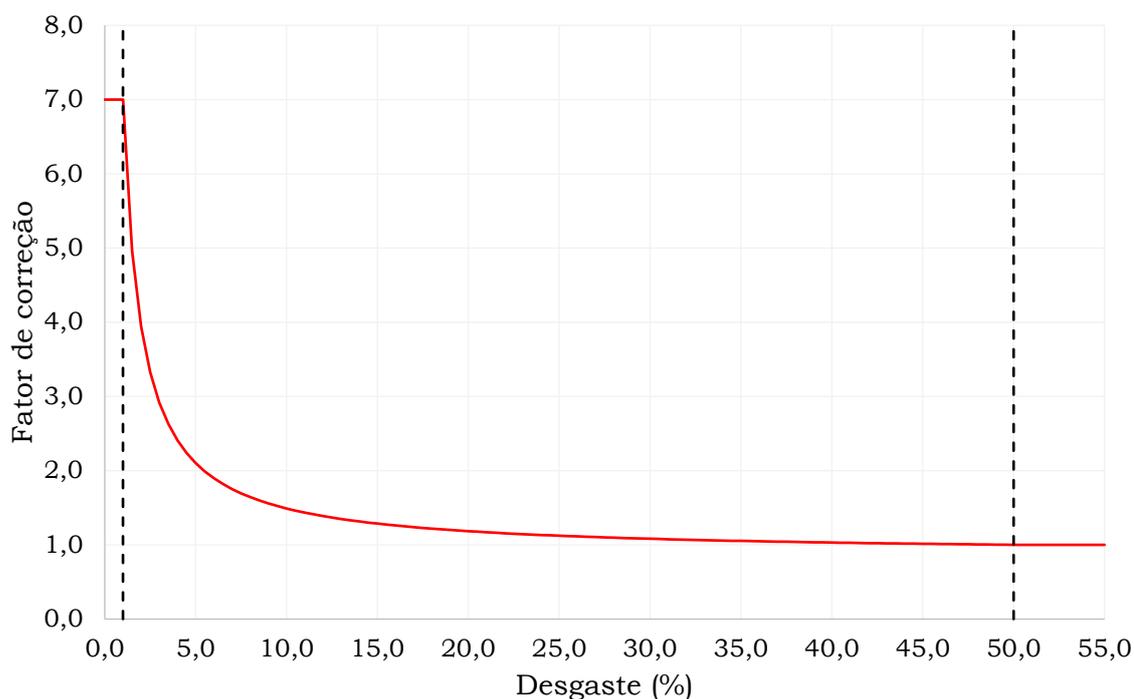
$$CF = \begin{cases} 7,0 & \text{se o desgaste menor que 1 \%} \\ 1,0 & \text{se o desgaste maior que 50 \%} \\ 0,878 + \frac{6,122}{We_p(\%)} & \text{para o desgaste entre 1 \% e 50 \%} \end{cases} \quad (4.30)$$

a Figura 33 apresenta graficamente este fator de correção.

Com o uso deste fator o desgaste percentual não linear We_f é calculado pelo produto entre o desgaste percentual We_p e o fator de correção CF , como apresentado pela Equação 4.31.

$$We_f = We_p CF \quad (4.31)$$

Figura 33 – Representação gráfica do fator de correção.



Fonte: Autor

4.5 Estudos de caso da aplicação de modelos de desgaste

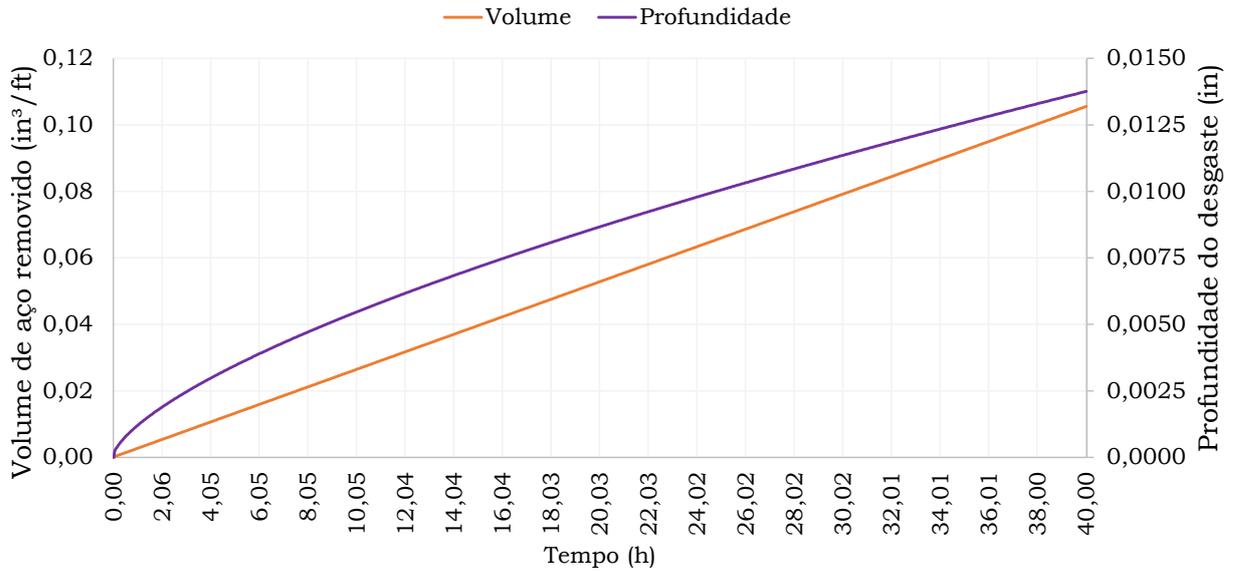
Afim de exemplificar os modelos previamente apresentados e suas limitações, desenvolvem-se os seguintes estudos de caso.

4.5.1 Evolução do desgaste em um ponto do revestimento

Neste exemplo verifica-se o comportamento do desgaste em um ponto específico do revestimento sujeito a uma força de contato de 200 lbf/ft , neste local o tubo de perfuração apresenta diâmetro externo de 7 polegadas rotacionando a uma velocidade de 100 rpm , no ponto em questão o revestimento apresenta diâmetro interno de 12 polegadas e diâmetro externo de 13 polegadas. Considerando o fator de desgaste de 2 apresenta-se na Figura 34 o desgaste ao longo do tempo, sendo possível observar que apesar do volume ter uma variação linear, a profundidade do desgaste é não linear.

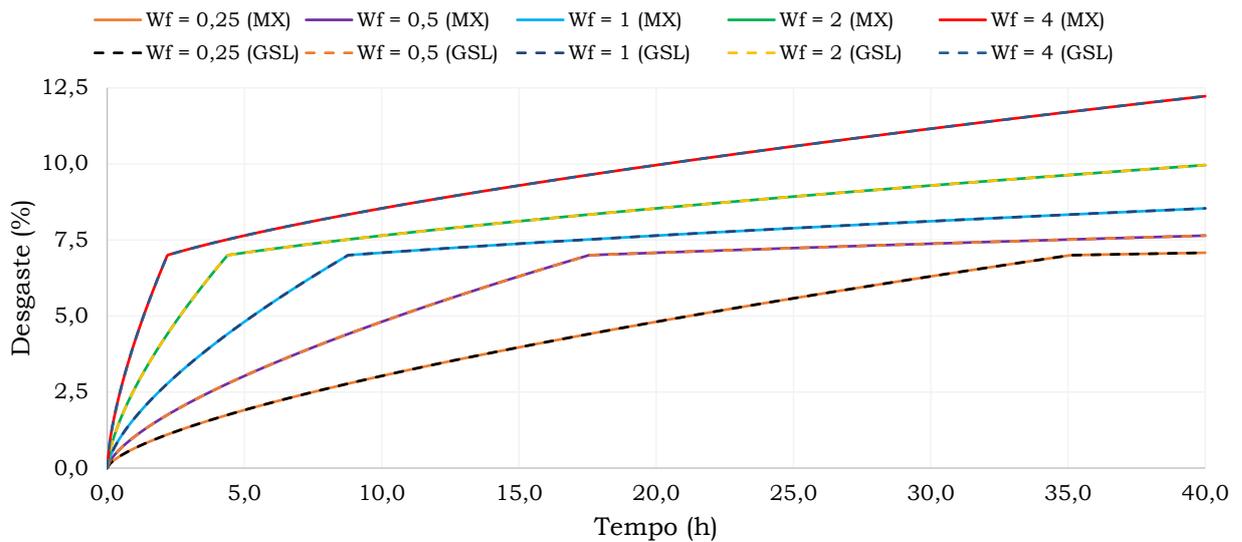
Com a Figura 35 procura-se apresentar o resultado do desgaste percentual deste mesmo caso, mas considerando diferentes valores para o fator de desgaste. Além disto, compara-se os valores apresentados pelas metodologias descritas na Seção 4.3.1, colocando (MX) para os resultados calculados via metodologia descrita em Mitchell e Xiang (2012), e colocando (GSL) para os resultados calculados por meio da metodologia descrita em Gao, Sun e Lian (2010). Com os resultados observa-se uma grande redução na taxa de crescimento do desgaste após atingir 7 % de desgaste, isto ocorre pelo uso do fator de correção descrito por Mittal, Samuel e Gonzales (2019).

Figura 34 – Volume e profundidade do desgaste ao longo do tempo.



Fonte: Autor

Figura 35 – Percentual do desgaste para diferentes fatores de desgaste.



Fonte: Autor

4.5.2 Alteração no diâmetro da *tool joint*

Com o intuito de avaliar o efeito da variação do diâmetro da *tool joint* no desgaste como descrito por Gao, Sun e Lian (2010) desenvolve-se este estudo de caso. Neste caso utiliza-se os mesmos dados de revestimento, rotação e força de contato do exemplo anterior, mas considera-se que o tubo de perfuração que provoca o desgaste foi alterado ao atingir 5 horas de operação, destaca-se que foi considerado o valor de força de contato constante mesmo com a variação da *tool joint*. Portanto, trata-se de uma situação idealizada e mais próxima do ambiente laboratorial do que um ambiente real de perfuração, mas esta consideração permite avaliar o comportamento dos modelos de cálculo do desgaste. Para o cálculo considerou-se ainda o valor de 1 para o fator de desgaste, e além disto considera-se que o Tubo 1 possui o diâmetro da *tool joint* de 7

polegadas, e o Tubo 2 o diâmetro da *tool joint* de 10 polegadas.

Na Figura 36 é possível observar o uso dos métodos apresentados em Gao, Sun e Lian (2010), onde com o aumento no diâmetro da *tool joint* a profundidade do desgaste não aumenta até que o volume de desgaste atinja um determinado valor, e com a redução do diâmetro da *tool joint* provoca-se o aumento imediato da taxa de crescimento do desgaste. Na Figura 37 apresenta-se o desgaste percentual obtido em função da profundidade de desgaste exposta na Figura 36.

Em seguida, compara-se o comportamento do desgaste frente a alterações no diâmetro da *tool joint*, analisando-se os resultados obtidos pelos modelos de Mitchell e Xiang (2012) (MX) e Gao, Sun e Lian (2010) (GSL). No primeiro caso considera-se o aumento da *tool joint* de 7 para 10 polegadas (Figura 38), em seguida considera-se a passagem destas *tool joints* na ordem inversa (Figura 39). Os resultados obtidos permitem concluir que no momento de mudança da *tool joint* o modelo MX considera que o volume removido foi gerado pela *tool joint* seguinte, representado pela descontinuidade vertical, portanto trata-se de uma limitação para o uso do método. Já o modelo (GSL) fornece os resultados esperados.

Figura 36 – Alteração no desgaste com a mudança do diâmetro da *tool joint*.

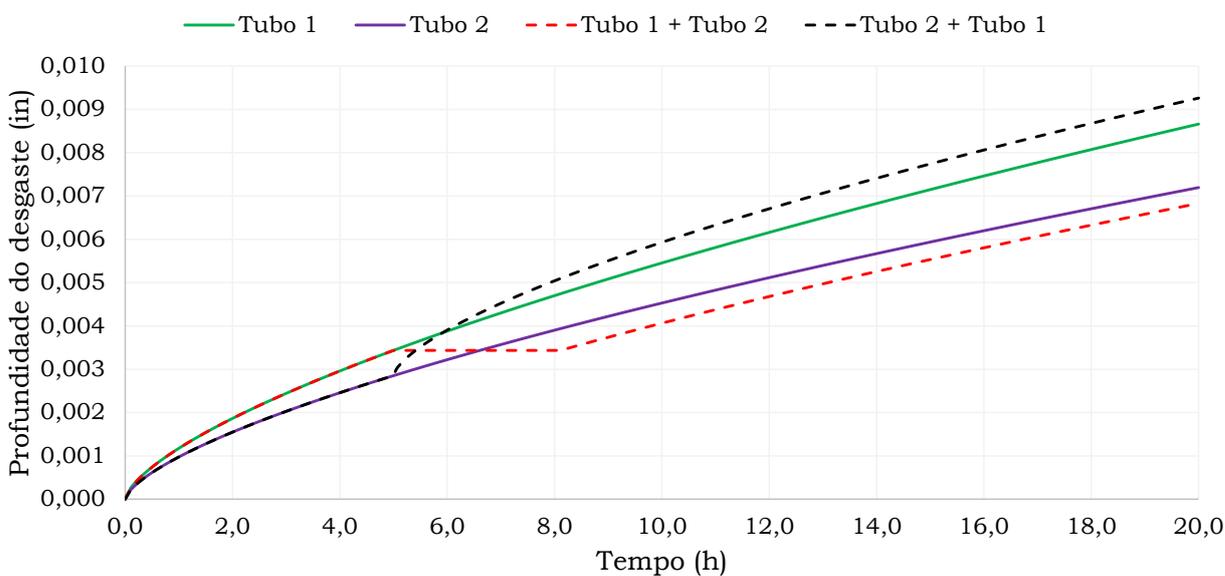
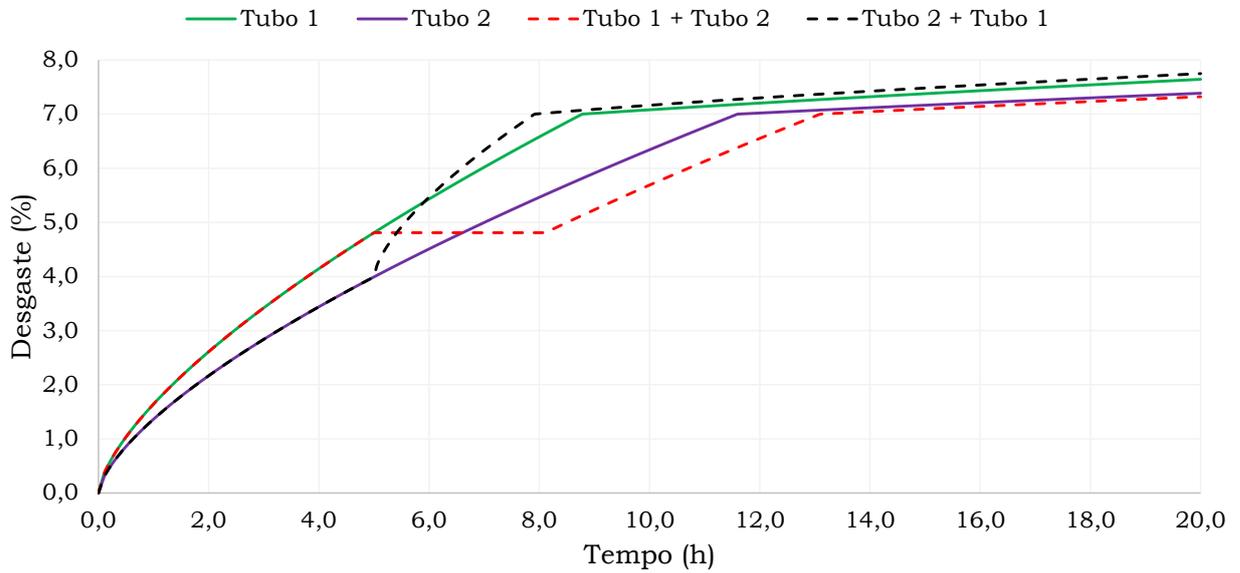
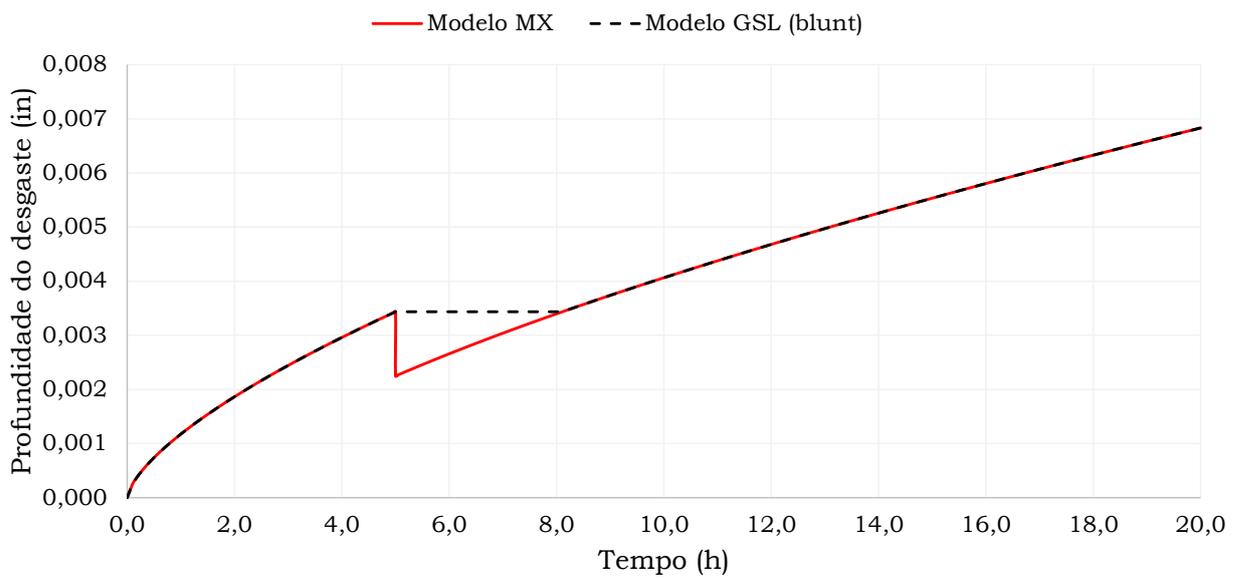


Figura 37 – Alteração no desgaste percentual com a mudança do diâmetro da *tool joint*.



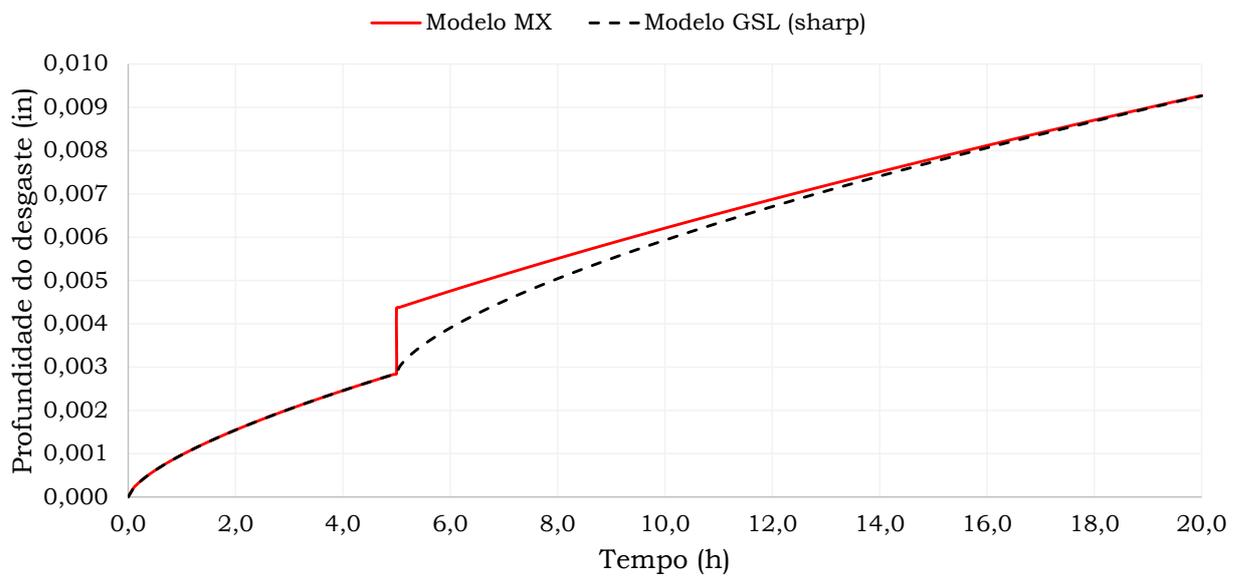
Fonte: Autor

Figura 38 – Alteração do desgaste com o aumento do diâmetro da *tool joint*.



Fonte: Autor

Figura 39 – Alteração do desgaste com a redução do diâmetro da *tool joint*.

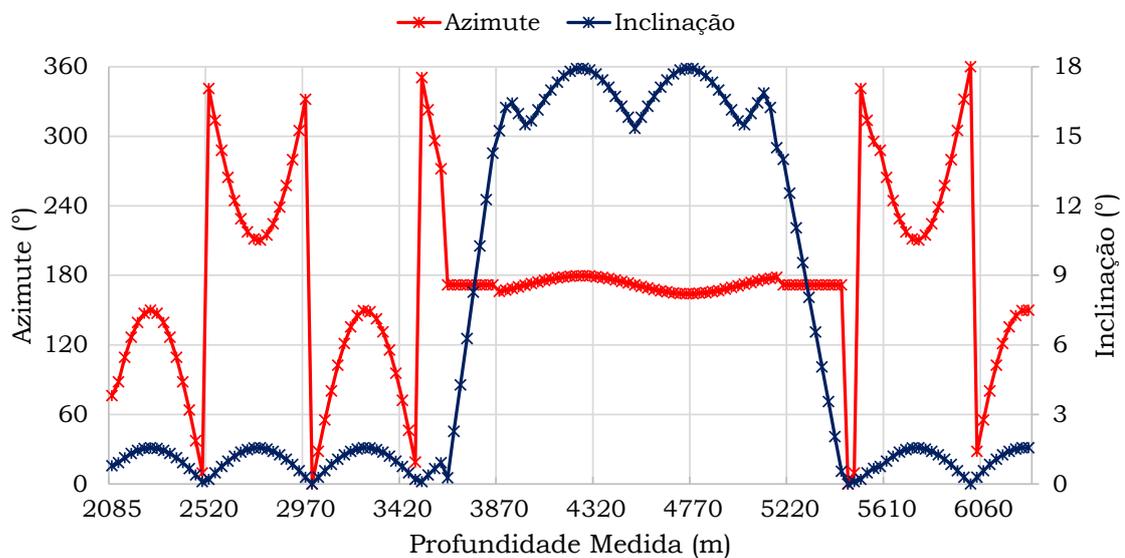


Fonte: Autor

5 ESTUDO DE CASO

Neste capítulo, apresentam-se os resultados que podem ser obtidos combinando-se a modelagem da trajetória do poço, a modelagem do torque e arraste e a modelagem do desgaste em tubos de revestimento. Para isto, considera-se um poço com dados de inclinação e azimute apresentados na Figura 40, percebe-se que os trechos de ganho e perda de ângulo remetem a um poço com formato em S, além disto também destaca-se a tortuosidade modelada e definida pelas ondas senoidais vistas nos valores de inclinação e azimute.

Figura 40 – Dados direcionais do poço.



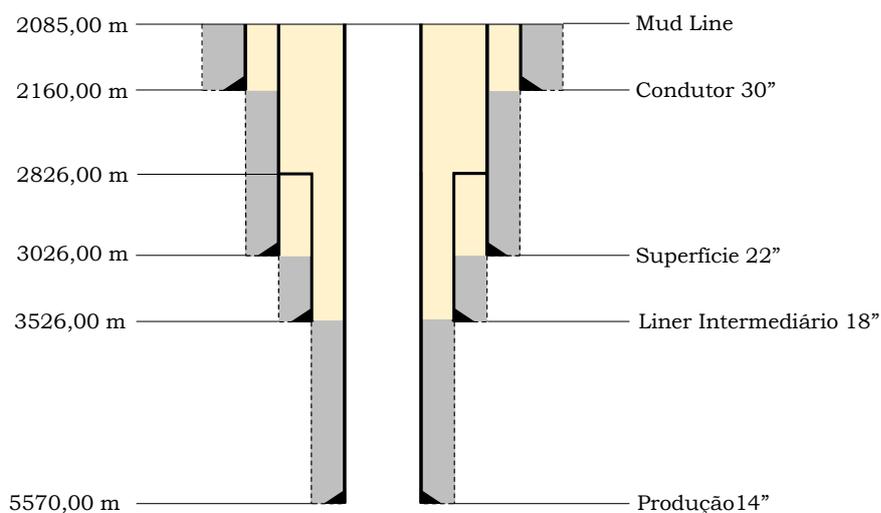
Fonte: Autor

Para o estudo considera-se um poço situado em região com lâmina d'água de 2085 metros, cuja configuração de revestimentos é apresentada na Tabela 11, na qual destacam-se as propriedades geométricas destes tubulares e o peso do fluido de perfuração utilizado em cada fase. A Figura 41 apresenta o desenho esquemático do poço em questão.

Tabela 11 – Dados das fases do poço.

Fase	Nome	Broca (pol)	Diâmetro externo (pol)	Diâmetro interno (pol)	Massa específica do fluido de perfuração (ppg)
1	Condutor	36 x 42	30	28	9
2	Superfície	26	22	20,375	9
3	Liner Intermediário	18 x 22	18	16,25	9
4	Produção	16	14	12,375	9
5	Poço aberto	12,25	-	-	9,8

Figura 41 – Esquema de revestimentos do poço hipotético para análise de desgaste.



Fonte: Autor

Neste estudo têm-se o objetivo de avaliar o desgaste no revestimento de produção, portanto analisa-se o efeito das operações da Fase 5, cujos parâmetros encontram-se apresentados na Tabela 12. Os componentes da coluna de perfuração idealizada para a execução destas operações são apresentados na Tabela 13. Ainda, considera-se que o fator de atrito na região revestida é de 0,15 e em poço aberto é de 0,25. Para o fator de desgaste deste caso considera-se o valor de 0,42.

Tabela 12 – Operações previstas para execução da Fase 5.

Operação	Início (m)	Fim (m)	WOB (klbf)	Rotação (RPM)	Tempo (h)
Corte do cimento	5520	5570	40	60	6
Perfuração	5570	6240	70	150	40
Repasse	6240	5570	20	150	10
Circulação com rotação	6240	6240	0	20	8

Tabela 13 – Coluna de perfuração fictícia utilizada na Fase 5.

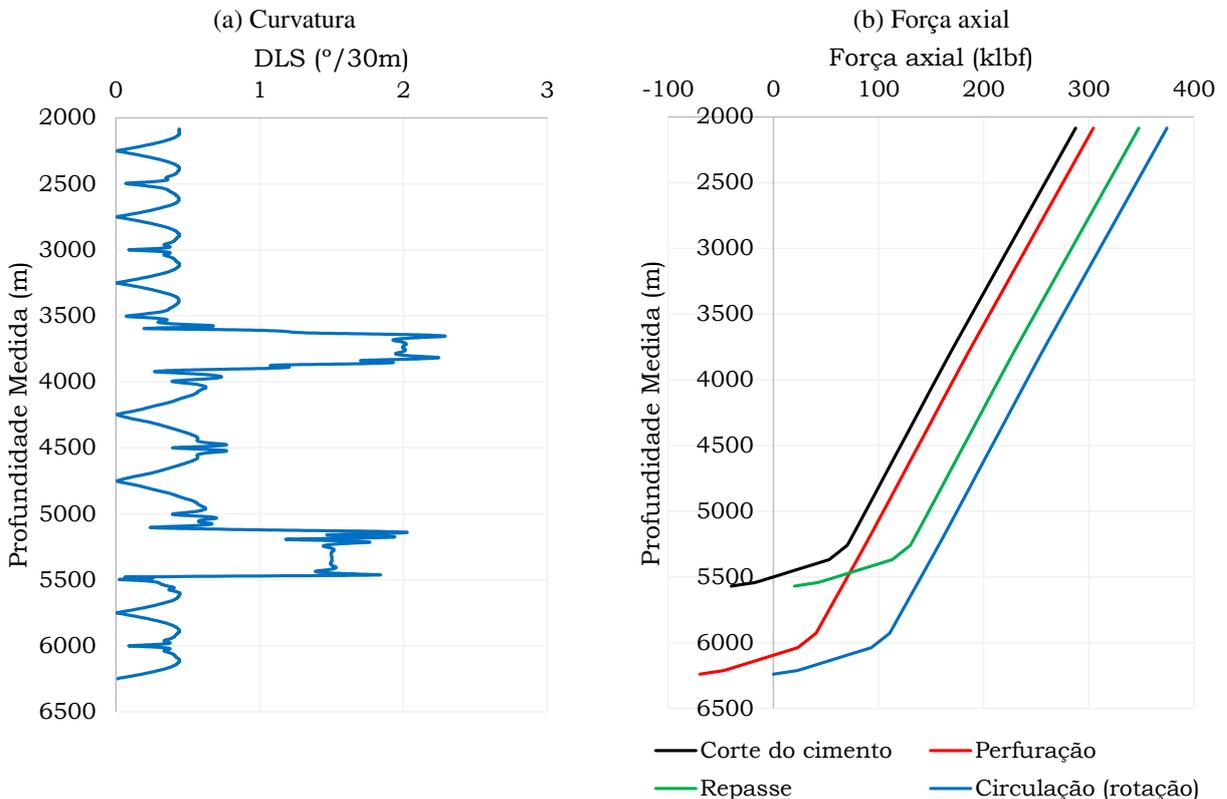
Componente	Diâmetro Externo (pol)	Diâmetro Interno (pol)	Comprimento (m)	Peso (lb/pé)
Tubos de perfuração	5,875	4,670	Variável	25
	5,875	3,250	110	57
	8,000	3,000	90	145
Composição de fundo	8,250	3,000	10	140
	8,000	3,000	65	145
	8,250	3,000	10	160
	9,500	3,000	25	300
	12,250	3,000	1	200

De posse destas informações é possível desenvolver as análises de força de contato, para isso utiliza-se o modelo de torque e arraste *stiff-string* descrito por Mitchell e Samuel (2009),

com o intuito de considerar a influência da rigidez e torção, juntamente com a adoção do modelo de trajetória baseado em *splines* cúbicas, apresentado por Abughaban et al. (2016).

Para o processo de modelagem do torque e arraste, considerou-se que a coluna de perfuração encontra-se com a broca na posição final da operação, a partir disto identifica-se a posição de cada elemento da coluna no poço permitindo realizar a decomposição do peso adequadamente. Na Figura 42a apresenta-se a curvatura ao longo da profundidade do poço, esta calculada em função dos dados direcionais (Figura 40), observa-se a presença de duas regiões com alta curvatura, a primeira responsável pelo ganho de ângulo e a segunda pela perda de ângulo, constituindo um poço do tipo S. Com os dados referentes ao modelo de trajetória e dados das colunas de perfuração e revestimento, desenvolve-se a modelagem de torque e arraste para as operações previstas, permitindo quantificar a força axial na coluna de perfuração (Figura 42b).

Figura 42 – Curvatura do poço e força de axial das operações.

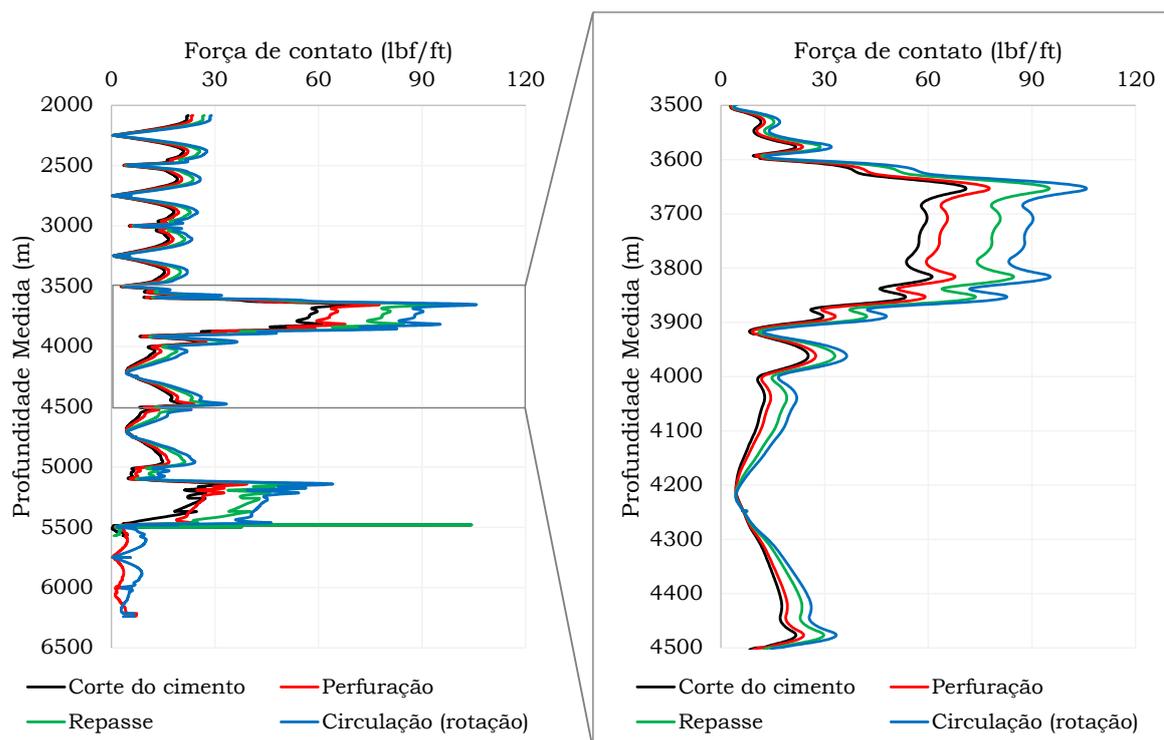


Fonte: Autor

A força axial é um importante parâmetro na escolha da configuração dos elementos da coluna, uma vez que existem elementos que não devem ser posicionados próximos à linha neutra, pois são mais suscetíveis ao dano por fadiga. A força de contato consiste em um dos principais resultados da modelagem de torque e arraste, sendo os perfis calculados para o exemplo em análise apresentados na Figura 43. Pode-se notar que, em pontos de elevada curvatura, gera-se maiores forças de contato, além disto também observa-se que a presença da composição de fundo na região do revestimento pode gerar picos de força de contato, como o apresentado na

profundidade de 5500 m, nas operações de Corte do cimento e Repasse. Também é possível observar, em função da tortuosidade inserida nos dados direcionais utilizados, a presença de forças de contato no revestimento já nas primeiras profundidades, próximas à cabeça do poço. Ainda na Figura 43, por meio do destaque apresentado, fica claro que, neste caso, a operação de circulação com rotação apresenta, em grande parte do poço, os maiores valores de força de contato, seguida pelo Repasse, Perfuração e Corte do cimento.

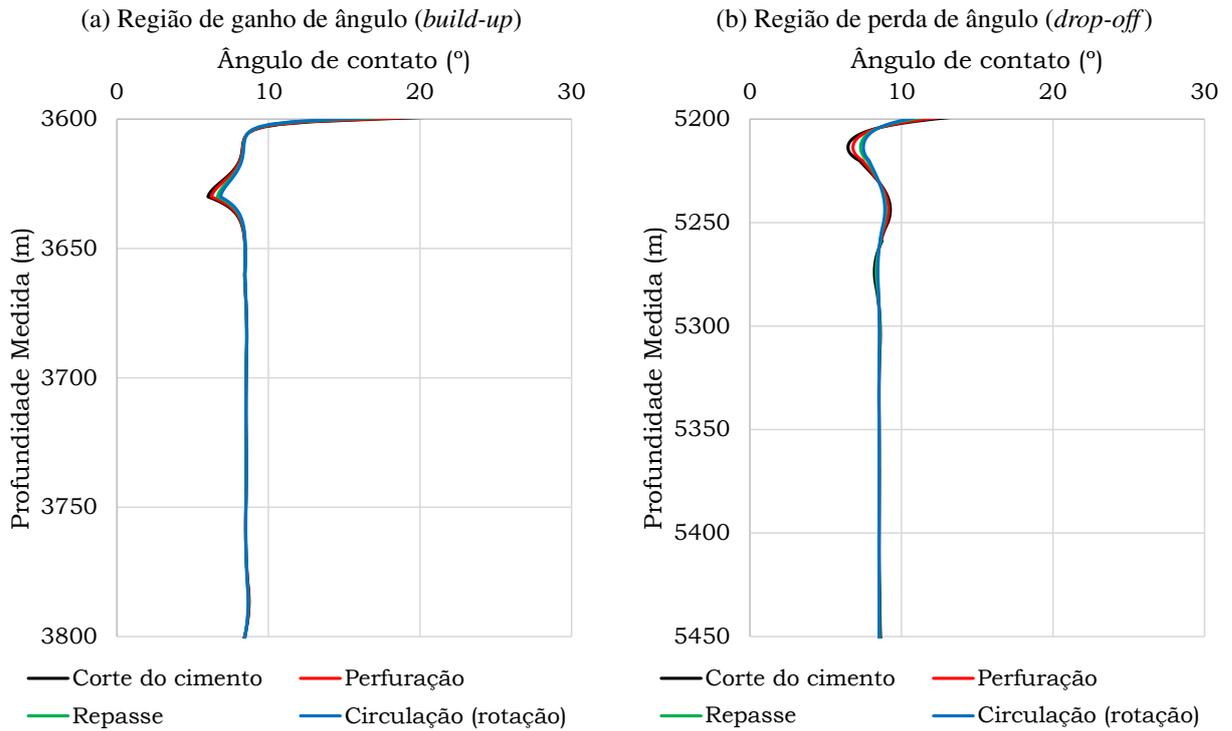
Figura 43 – Força de contato das operações.



Fonte: Autor

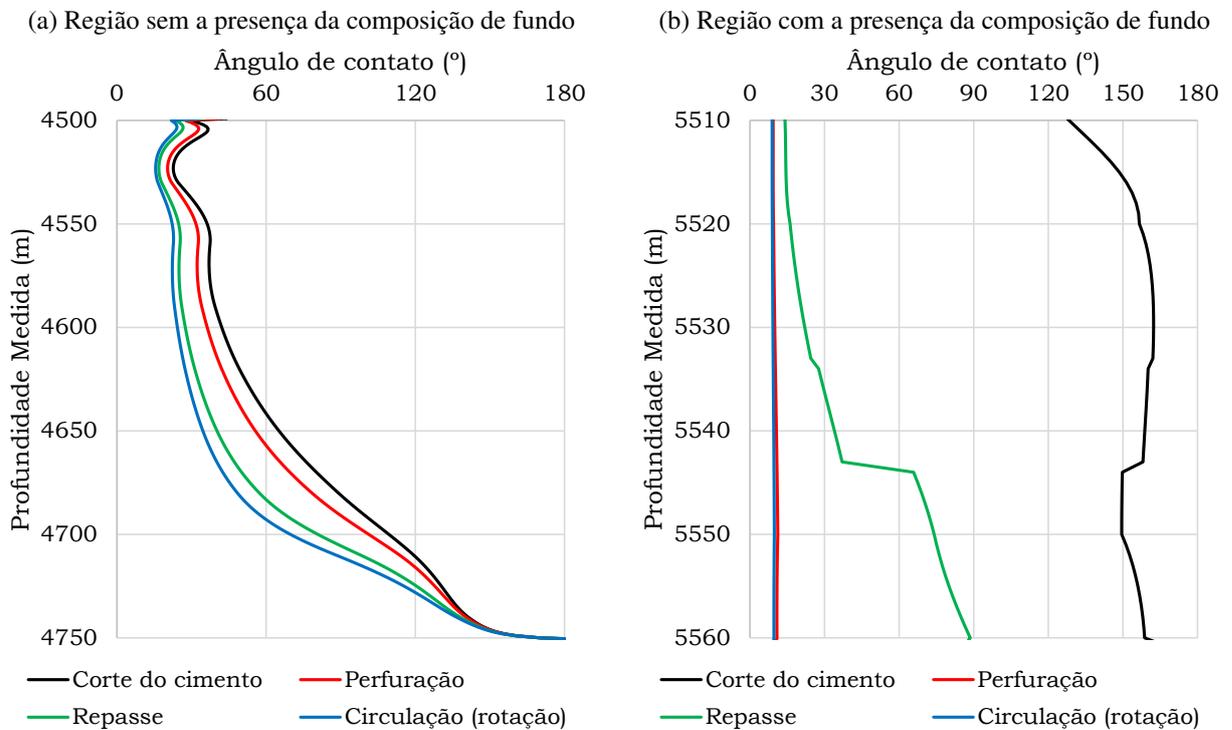
O modelo de torque e arraste utilizado considera em sua formulação o ângulo de contato, portanto nas Figuras 44 e 45 apresenta-se esta informação em diferentes regiões do poço, para todas as operações analisadas. Na Figura 44 destacam-se as duas regiões de maior força de contato e curvatura, permitindo concluir que nestas regiões o contato se dá sempre no mesmo ponto da parede do poço. Com a Figura 45, apresenta-se o ângulo de contato em regiões com menor curvatura, sendo possível observar que nestas regiões o ângulo de contato pode apresentar uma diferença significativa, principalmente na região onde existe a presença de componentes de fundo da coluna.

Figura 44 – Ângulo de contato em regiões com curvatura alta.



Fonte: Autor

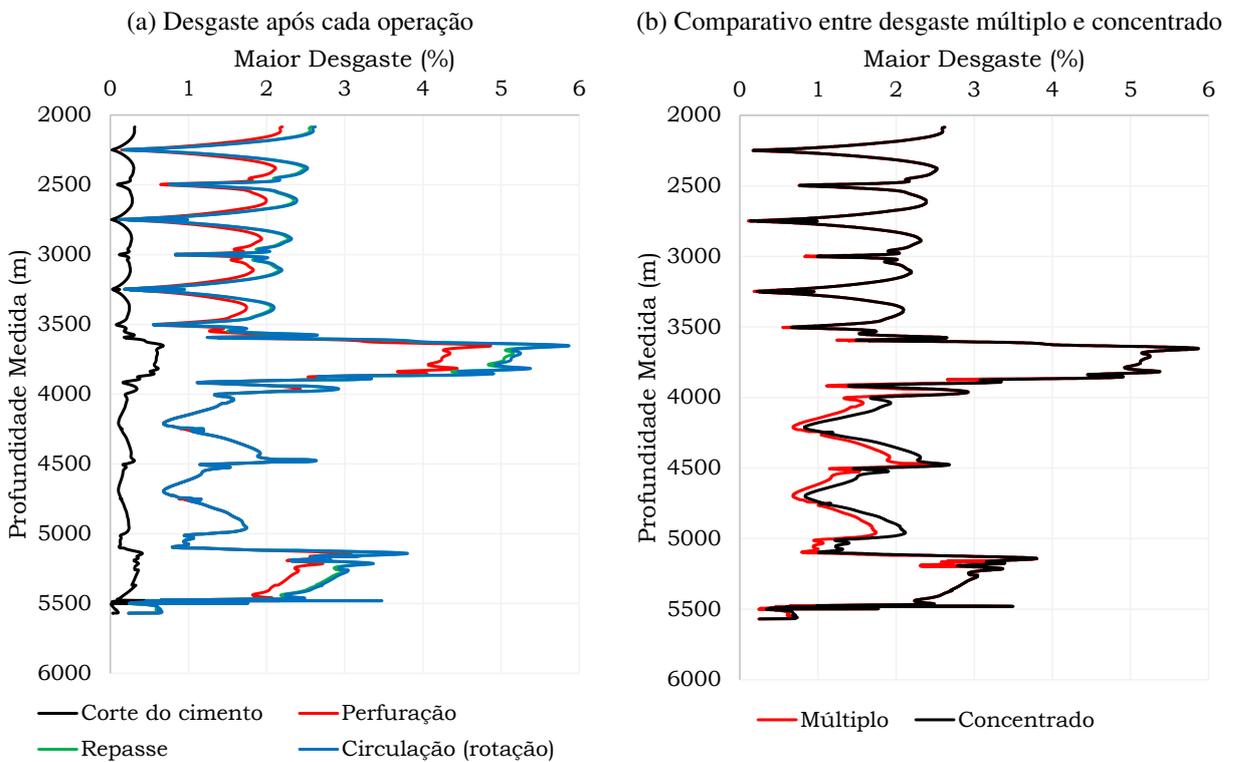
Figura 45 – Ângulo de contato em regiões com curvatura baixa.



Fonte: Autor

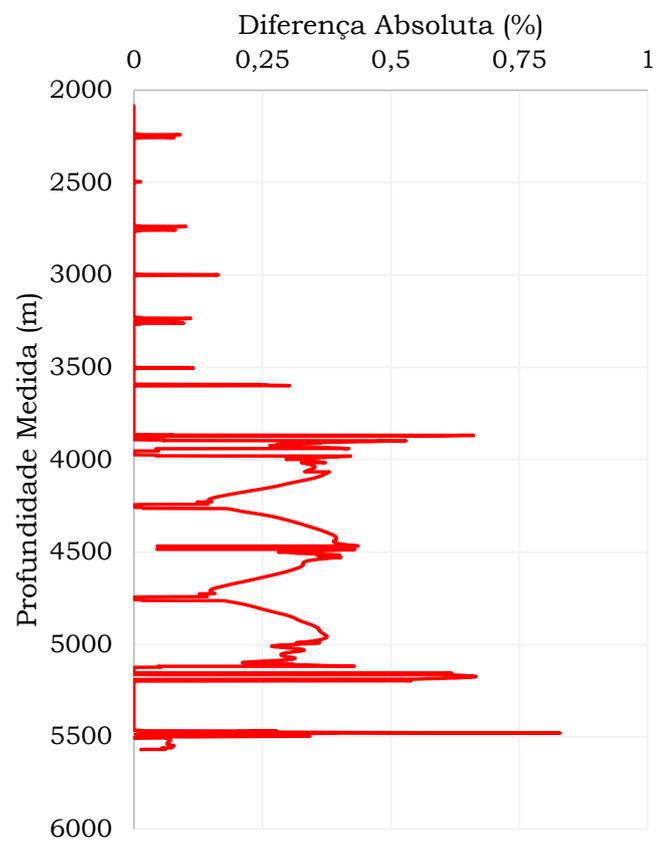
A informação do ângulo de contato é de grande importância na modelagem, pois permite identificar a formação de múltiplos desgastes, e com isso um maior entendimento sobre a geometria do revestimento após a remoção de material decorrente das operações realizadas. Na Figura 46 destaca-se o maior desgaste acumulado previsto após cada operação analisada, sendo possível observar que a operação de Perfuração apresenta o maior potencial de geração de desgaste, por se tratar da operação mais longa e com alta rotação de coluna associada. Na Figura 46b busca-se comparar o desgaste em duas situações, na primeira considera-se o desgaste ocorrendo no ponto de contato previsto, na segunda considera-se que o desgaste ocorre no mesmo ponto independentemente da operação. A Figura 47 apresenta a diferença entre os valores de desgaste expostos na Figura 46b, destacando-se que para o exemplo analisado existe uma diferença de até 0,75 % em valores absolutos.

Figura 46 – Maior desgaste previsto ao longo da profundidade do poço.



Fonte: Autor

Figura 47 – Diferença entre desgaste múltiplo e concentrado.



Fonte: Autor

6 CONCLUSÃO

Pode-se identificar que a adoção do método de *splines* cúbicas apresentado por Abughan (2017) fornece informações sobre a torção geométrica do poço e apresenta variação da curvatura mais suave quando comparado ao método mínimo raio de curvatura. Além disso, ao se comparar os resultados com uma trajetória definida por curvas, o método de *splines* forneceu resultados com menor erro.

Com a modelagem de torque e arraste observa-se que o modelo *stiff-string* possui um apelo matemático superior ao modelo *soft-string*. Não existe unanimidade na indústria nem na literatura a respeito da aplicabilidade irrestrita de um dos dois métodos. Entretanto, percebe-se que o modelo *stiff-string* proposto por Mitchell e Samuel (2009), ao inserir o ângulo de contato à formulação, provê uma quantificação mais precisa do desgaste no revestimento. Cabe aqui destacar a necessidade de um modelo de trajetória apropriado.

Na modelagem da remoção de material, observa-se que o fator de desgaste apresenta grande influência no cálculo do volume de aço removido, devendo, portanto, ser bem quantificado para a realização de análises mais precisas. Ainda, apresentam-se dois modelos de cálculo de da geometria do desgaste, destacando-se que, em revestimento sujeitos as variações no diâmetro da *tool joint*, deve-se utilizar o modelo proposto de Gao, Sun e Lian (2010).

Por fim, apresenta-se o estudo de um poço direcional hipotético, onde se investigam os níveis de desgaste no último revestimento, devendo-se ter em conta que as análises e resultados colocados dizem respeito exclusivamente ao poço idealizado, e que a alteração de qualquer parâmetro pode afetar significativamente os resultados.

O trabalho desenvolvido possui como foco a análise do desgaste em revestimento de poços, mas proporciona também a base necessária para o desenvolvimento de soluções para outros problemas que podem ocorrer durante a perfuração de poços de petróleo como ciclos de fadiga, limite de torque nas conexões, tensões elevadas, flambagem senoidal e helicoidal, dentre outros.

6.1 Recomendações para trabalhos futuros

Observa-se que no processo de cálculo da força de contato e do desgaste, parâmetros como fator de atrito e fator de desgaste apresentam incertezas em sua determinação, de forma que o estudo de modelos probabilísticos que melhor ajustem tais parâmetros pode fornecer resultados mais satisfatórios para a indústria. Além disto, dada a grande influência do fator de atrito, principalmente em poços horizontais, este deve ser investigado por estudos tribológicos. Todavia, em geral, considera-se que a coluna já encontra-se em movimento e portanto adota-se o fator de atrito dinâmico. Desta forma, aconselha-se analisar a energia necessária para provocar a rotação de toda a coluna, sendo necessário incorporar o fator de atrito estático à modelagem,

uma vez que este fator é fundamental na previsão de possível aprisionamento da coluna.

Sugere-se também a integração de modelos de torque e arraste com modelos hidráulicos, assim reduz-se o tempo necessário durante o planejamento de poços, tal integração já é presente em alguns *softwares* comerciais. Com isto, torna-se possível que o *software* determine o melhor arranjo para a coluna de perfuração necessário para a execução de cada seção do poço, considerando os processos de limpeza do poço, perda de pressão, entre outros processos que ocorrerão durante o processo. Além disto torna-se possível determinar os diâmetros necessários dos revestimentos visando segurança e economia.

Outro ponto apontado consiste na incorporação de efeitos dinâmicos ou transientes ao modelo de torque e arraste, sendo necessária uma revisão cuidadosa sobre as equações de equilíbrio do sistema. Dentre os efeitos que seriam atendidos, pode-se citar os efeitos da inércia provenientes do movimento contínuo da coluna, o efeito da rotação da coluna sobre o torque, efeito dos modos de vibração da coluna e broca, entre outros.

Outra linha de estudo importante se trata da aplicação de modelos numéricos ao cálculo, assim torna-se possível a comparação com os modelos anteriormente apresentados. Por fim, deve-se atentar que a redução nas simplificações adotadas no modelos reflete em um programa mais robusto, mas também com maior custo computacional, portanto deve-se analisar o efeito que a adição destas novas funcionalidades exerce sobre o tempo de análise de um poço, de forma a não prejudicar o processo de tomada de decisão e a agilidade na emissão do projeto.

REFERÊNCIAS

- AADNOY, B.; ANDERSEN, K. Friction analysis for long-reach wells. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *IADC/SPE drilling conference*. [S.l.], 1998. Citado na página 49.
- ABBENA, E.; SALAMON, S.; GRAY, A. *Modern differential geometry of curves and surfaces with Mathematica*. [S.l.]: CRC press, 2017. Citado na página 27.
- ABUGHABAN, M. F. *Extending the reach of drilling: better wellbore trajectory and torque & drag models*. Tese (Doutorado) — Colorado School of Mines. Arthur Lakes Library, 2017. Citado na página 95.
- ABUGHABAN, M. F. et al. Advanced trajectory computational model improves calculated borehole positioning, tortuosity and rugosity. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition*. [S.l.], 2016. Citado 4 vezes nas páginas 25, 34, 35 e 90.
- ANP. *Resolução ANP nº 46/2016. Regime de segurança operacional para integridade de poços de petróleo e gás*. [S.l.], 2016. Citado na página 18.
- API RP 96. *Deepwater Well Design and Construction*. [S.l.], 2013. Citado na página 18.
- API TR 5C3. *Technical Report on Equations and Calculations for Casing, Tubing, and Line Pipe Used as Casing or Tubing; and Performance Properties Tables for Casing and Tubing*. [S.l.], 2008. Citado na página 18.
- AZAR, J. J.; SAMUEL, G. R. *Drilling engineering*. [S.l.]: PennWell books, 2007. Citado na página 45.
- BRADLEY, W. B.; FONTENOT, J. E. The prediction and control of casing wear (includes associated papers 6398 and 6399). *Journal of Petroleum Technology*, Society of Petroleum Engineers, v. 27, n. 02, p. 233–245, 1975. Citado 4 vezes nas páginas 13, 68, 72 e 74.
- BRETT, J. F. et al. Uses and limitations of drillstring tension and torque models for monitoring hole conditions. *SPE drilling engineering*, Society of Petroleum Engineers, v. 4, n. 03, p. 223–229, 1989. Citado na página 48.
- CHILD, A. J.; WARD, A. L. The refinement of a drillstring simulator: its validation and applications. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. [S.l.], 1988. Citado na página 26.
- GAO, D.; SUN, L.; LIAN, J. Prediction of casing wear in extended-reach drilling. *Petroleum Science*, Springer, v. 7, n. 4, p. 494–501, 2010. Citado 7 vezes nas páginas 70, 76, 77, 83, 84, 85 e 95.
- GAO, D.-L.; SUN, L.-Z. New method for predicting casing wear in horizontal drilling. *Petroleum science and technology*, Taylor & Francis, v. 30, n. 9, p. 883–892, 2012. Citado na página 71.
- GAYNOR, T. et al. Quantifying tortuosities by friction factors in torque and drag model. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. [S.l.], 2002. Citado na página 26.

HALL JR, R. W. et al. Recent advances in casing wear technology. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE/IADC Drilling Conference*. [S.l.], 1994. Citado 3 vezes nas páginas 69, 72 e 79.

HALL JR, R. W.; MALLOY, K. P. Contact pressure threshold: An important new aspect of casing wear. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE Production Operations Symposium*. [S.l.], 2005. Citado 7 vezes nas páginas 9, 70, 73, 75, 80, 81 e 82.

HO, H. S. An improved modeling program for computing the torque and drag in directional and deep wells. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. [S.l.], 1988. Citado na página 48.

JOHANCSIK, C. A.; FRIESEN, D. B.; DAWSON, R. Torque and drag in directional wells-prediction and measurement. *Journal of Petroleum Technology*, Society of Petroleum Engineers, v. 36, n. 06, p. 987–992, 1984. Citado 5 vezes nas páginas 46, 47, 48, 50 e 53.

KHALED, S. M. A new model for calculating well trajectory. *International Advanced Research Journal in Science, Engineering and Technology*, v. 03, n. 11, 2016. Citado na página 24.

KUMAR, A.; SAMUEL, R. Modeling method to estimate the casing wear caused by vibrational impacts of the drillstring. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition*. [S.l.], 2014. Citado na página 74.

KUMAR, A.; SAMUEL, R. Casing wear factors: How do they improve well integrity analyses? In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition*. [S.l.], 2015. Citado 2 vezes nas páginas 71 e 79.

LIU, X.; SAMUEL, R. Actual 3d shape of wellbore trajectory: An objective description for complex steered wells. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. [S.l.], 2008. Citado 6 vezes nas páginas 23, 24, 25, 33, 34 e 38.

LUBINSKI, A. Maximum permissible dog-legs in rotary boreholes. *Journal of Petroleum Technology*, Society of Petroleum Engineers, v. 13, n. 02, p. 175–194, 1961. Citado na página 49.

MAIDLA, E. E.; WOJTANOWICZ, A. K. Field comparison of 2-d and 3-d methods for the borehole friction evaluation in directional wells. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. [S.l.], 1987. Citado na página 47.

MENAND, S. et al. Advancements in 3d drillstring mechanics: from the bit to the topdrive. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *IADC/SPE drilling conference*. [S.l.], 2006. Citado na página 50.

MIRHAJ, S. A.; KAARSTAD, E.; AADNOY, B. S. Torque and drag modeling; soft-string versus stiff-string models. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE/IADC Middle East Drilling Technology Conference and Exhibition*. [S.l.], 2016. Citado 2 vezes nas páginas 49 e 50.

MITCHELL, R. F. Drillstring solutions improve the torque-drag model. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *IADC/SPE Drilling Conference*. [S.l.], 2008. Citado na página 25.

MITCHELL, R. F.; MISKA, S. Z. et al. *Fundamentals of drilling engineering*. [S.l.]: Society of Petroleum Engineers, 2011. Citado 2 vezes nas páginas 21 e 54.

MITCHELL, R. F.; SAMUEL, R. How good is the torque/drag model? *SPE Drilling & Completion*, Society of Petroleum Engineers, v. 24, n. 01, p. 62–71, 2009. Citado 9 vezes nas páginas 28, 49, 53, 54, 55, 61, 62, 89 e 95.

MITCHELL, S. B.; XIANG, Y. L. Improving casing wear prediction and mitigation using a statistically based model. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition*. [S.l.], 2012. Citado 10 vezes nas páginas 9, 26, 37, 71, 73, 75, 77, 80, 83 e 85.

MITTAL, M. K.; SAMUEL, R.; GONZALES, A. Data-driven wear-factor estimation based on the inversion technique for real-time casing wear predictions. In: OFFSHORE MEDITERRANEAN CONFERENCE. *Offshore Mediterranean Conference and Exhibition*. [S.l.], 2019. Citado 2 vezes nas páginas 82 e 83.

PASLAY, P.; CERNOCKY, E. Bending stress magnification in constant curvature doglegs with impact on drillstring and casing. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE annual technical conference and exhibition*. [S.l.], 1991. Citado na página 49.

PASLAY, P. R. Stress analysis of drillstrings. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *University of Tulsa Centennial Petroleum Engineering Symposium*. [S.l.], 1994. Citado na página 49.

POSS, G. T.; HALL JR, R. W. Subsea drilling riser wear: a case history. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE/IADC Drilling Conference*. [S.l.], 1995. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 81.

REZMER-COOPER, I. et al. Field data supports the use of stiffness and tortuosity in solving complex well design problems. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE/IADC drilling conference*. [S.l.], 1999. Citado na página 37.

ROCHA, L. A. S.; AZEVEDO, C. T. d. Projetos de poços de petróleo: geopressões e assentamento de colunas de revestimentos. *Interciência, Rio de Janeiro*, v. 511, 2009. Citado na página 67.

ROCHA, L. A. S. et al. *Perfuração direcional*. 3ª edição. ed. [S.l.]: Editora Interciência, RJ, 2011. Citado 8 vezes nas páginas 17, 20, 21, 22, 24, 45, 46 e 68.

SAMPAIO JR, J. H. Planning 3d well trajectories using cubic functions. 2006. Citado na página 25.

SAMUEL, G. R.; LIU, X. *Advanced drilling engineering: Principles and designs*. [S.l.]: Gulf Pub., 2009. Citado na página 23.

SAMUEL, R. *Formulas and Calculations for Drilling Operations*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2011. v. 50. Citado na página 37.

SAMUEL, R.; GAO, D. *Horizontal Drilling Engineering-Theory, Methods and Applications*. [S.l.]: SigmaQuadrant Publisher, 2014. Citado na página 74.

SAMUEL, R. et al. Solving the casing wear puzzle using stiff string model. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition*. [S.l.], 2016. Citado 2 vezes nas páginas 71 e 74.

SAWARYN, S. J.; THOROGOOD, J. L. A compendium of directional calculations based on the minimum curvature method. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE annual technical conference and exhibition*. [S.l.], 2003. Citado 3 vezes nas páginas 22, 24 e 30.

SCHOLLES, H. A three-dimensional well planning method for hdr geothermal wells. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. [S.l.], 1983. Citado na página 25.

SCHUH, F. Trajectory equations for constant tool face angle deflections. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE/IADC Drilling Conference*. [S.l.], 1992. Citado na página 24.

SHEPPARD, M. C.; WICK, C.; BURGESS, T. Designing well paths to reduce drag and torque. *SPE Drilling Engineering*, Society of Petroleum Engineers, v. 2, n. 04, p. 344–350, 1987. Citado 3 vezes nas páginas 47, 48 e 53.

TAN, L.; GAO, D.; ZHOU, J. A prediction model of casing wear in extended-reach drilling with buckled drillstring. *Journal of Applied Mechanics*, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, v. 85, n. 2, 2018. Citado na página 71.

TAYLOR, H. L.; MASON, M. C. A systematic approach to well surveying calculations. *Society of Petroleum Engineers Journal*, Society of Petroleum Engineers, v. 12, n. 06, p. 474–488, 1972. Citado 3 vezes nas páginas 24, 29 e 31.

THOMAS, J. E. et al. *Fundamentos de engenharia de petróleo*. 2ª edição. ed. [S.l.]: Editora Interciência, RJ, 2004. Citado 4 vezes nas páginas 18, 45, 46 e 67.

TIKHONOV, V. et al. Dynamic model for stiff-string torque and drag. *SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition*, Society of Petroleum Engineers, 2013. Citado na página 50.

VAVASSEUR, D. et al. Casing wear and stiff string modeling sensitivity analysis—the contribution of dp pipe-body and tool-joint on casing contact. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *Abu Dhabi International Petroleum Exhibition & Conference*. [S.l.], 2016. Citado na página 71.

WHITE, J. P.; DAWSON, R. Casing wear: laboratory measurements and field predictions. *SPE Drilling Engineering*, Society of Petroleum Engineers, v. 2, n. 01, p. 56–62, 1987. Citado 3 vezes nas páginas 69, 72 e 73.

WILLIAMSON, J. S. Casing wear: the effect of contact pressure. *Journal of Petroleum Technology*, Society of Petroleum Engineers, v. 33, n. 12, p. 2–382, 1981. Citado na página 68.

WILSON, G. J. An improved method for computing directional surveys. *Journal of Petroleum Technology*, Society of Petroleum Engineers, v. 20, n. 08, p. 871–876, 1968. Citado 2 vezes nas páginas 23 e 24.

ZAREMBA, W. A. Directional survey by the circular arc method. *Society of Petroleum Engineers Journal*, Society of Petroleum Engineers, v. 13, n. 01, p. 5–11, 1973. Citado 2 vezes nas páginas 24 e 29.

APÊNDICE A – PARÂMETROS DE CURVAS NO ESPAÇO

Uma curva pode ser entendida como o caminho traçado por um ponto ao mover-se no espaço \mathbb{R}^3 , algumas destas curvas permitem melhor manipulação quando suas coordenadas são definidas em função de um parâmetro livre, costumeiramente denotado por t , definindo a curva como $r(t) = [f(t), g(t), h(t)]$. Pode-se extrair diferentes informações das curvas, dentre elas destaca-se:

o vetor tangente unitário, que tangencia a curva e aponta no sentido de orientação da curva, definido por:

$$\vec{t}(t) = \frac{\dot{r}(t)}{\|\dot{r}(t)\|} \quad (\text{A.1})$$

o vetor normal principal, que aponta para o centro do arco de circunferência, definido por:

$$\vec{n}(t) = \frac{[\dot{r}(t) \times \ddot{r}(t)] \times \dot{r}(t)}{\|[\dot{r}(t) \times \ddot{r}(t)] \times \dot{r}(t)\|} \quad (\text{A.2})$$

o vetor binormal, vetor este que completa a base dos vetores que permitem definir localmente a curva, e definido por:

$$\vec{b}(t) = \vec{t}(t) \times \vec{n}(t) = \frac{\dot{r}(t) \times \ddot{r}(t)}{\|\dot{r}(t) \times \ddot{r}(t)\|} \quad (\text{A.3})$$

a curvatura, que para uma parametrização qualquer é dada por:

$$\kappa(t) = \frac{\|\dot{r}(t) \times \ddot{r}(t)\|}{\|\dot{r}(t)\|^3} \quad (\text{A.4})$$

a torção, que para uma parametrização qualquer pode ser definido da seguinte forma:

$$\tau(t) = \frac{\dot{r}(t) \cdot (\ddot{r}(t) \times \dddot{r}(t))}{\|\dot{r}(t) \times \ddot{r}(t)\|^2} \quad (\text{A.5})$$

e o comprimento da curva pode ser calculado por:

$$L = \int_{t_0}^t \|\dot{r}(t)\| dt \quad (\text{A.6})$$

sendo estes os principais parâmetros de uma curva.